La fiecare organ de mașină sau subansamblu se prezintă, tabelar, metodologia de calcul, schemele logice pentru programarea pe calculatoare numerice, desenele celor mai importante variante constructive produse în țară și în străinătate și tabelele cu principalele date constructive ale variantelor respective.

EDITURA TEHNICĂ

Îndrumar de proiectare în construcția de mașini

I. DRĂGHICI
M. PASCOVICI * A. JULA
C. D. RĂDULESCU * C. BEJAN * E. CHIȘU * M. CIOBANU * GH. MOLDOVEAN,
N. PETRESCU * M. CIOBOTĂ * M. CERNAHOSCHI * D. SICHITIU

ÎNDRUMAR DE PROIECTARE în construcția de mașini

*

Prof. dr. ing. IOAN DRĂGHICI
Conf. dr. ing. MIRCEA PASCOVICI, conf. dr. ing. AUREL JULA
Conf. dr. ing. CONSTANTIN D. RĂDULESCU, ing. COSTEL BEJAN, dr. ing. EMIL CHIȘU
Ing. MIHAI CIOBANU, ing. GHEORGHE MOLDOVEAN, dr. ing. NICOLAE PETRESCU
Ing. MIHAI CIOBOTĂ, ing. MIHAIL CERNAHOSCHI, ing. DUMITRU SICHITIU

ÎNDRUMAR DE PROIECTARE în construcția de mașini

VOL. I

Coordonare:
Prof. dr. ing. IOAN DRĂGHICI

EDITURA TEHNICĂ
București

Lucrarea — care va apărea în trei volume — constituie un îndrumar pentru calculul și proiectarea organelor de mașini, fiind o primă încercare de a cumula metodologiile de calcul și variantele constructive produse de firmele specializate.

Primul volum tratează elementele generale privind calculul de proiectare al organelor de mașini (rezistențe admisibile și coeficienți de siguranță, calculul probabilistic), asamblările și transmisiile prin șuruburi, arcurile și elementele elastice vibroizolatoare, lagărele cu alunecare și rostogolire, cu montajele specifice de lagăre pentru autovehicule, mașini-unelte și utilaje tehnologice și ghidajele.

În celelalte volume se tratează: sisteme și dispozitive de ungere; sisteme de etanșare; cuplaje; arbori flexibili; transmisii prin lanțuri; transmisii prin curele; angrenaje și transmisii prin roți dințate; transmisii prin fricțiune și variatoare; transmisii combinate; fiabilitatea previzională în construcția de mașini.

La fiecare capitol se prezintă succint și sintetic metodologia de calcul, schemele logice pentru programarea pe calculatoare numerice, recomandările constructive necesare, desenele celor mai importante variante constructive produse de firmele de specialitate din țară și străinătate și tabele cu principalele date constructive ale variantelor respective.

Lucrarea se adresează inginerilor și tehnicienilor proiectanți din industria construcțiilor de mașini, precum și celor care se ocupă cu proiectarea diferitelor utilaje și instalații mecanice, fiind utilă — de asemenea — cadrelor didactice și studenților din învățământul superior tehnic.

Redactor: ing. **MARIA ANTOINETTE IONESCU**
Tehnoredactor: **VALERIU MORĂRESCU**
Coperta și supracoperta: **CONSTANTIN GULUȚĂ**

Bun de tipar: 20.02. 1981
Coli de tipar: 21
C.Z. 621.01.001

Întreprinderea poligrafică „13 Decembrie 1918"
Str. Grigore Alexandrescu nr. 89—97
București

Prefață

Dezvoltarea în ritm continuu a economiei noastre naționale, demonstrează — cu putere — justețea politicii Partidului Comunist Român, care aplică neabătut, în mod creator, legitățile obiective ale dezvoltării economico-sociale la condițiile concrete ale României. Astfel, Congresul al XII-lea al Partidului a stabilit — ca obiectiv fundamental al viitorului plan cincinal — continuarea, pe o treaptă superioară, a îndeplinirii Programului partidului, creșterea în ritm susținut a economiei naționale, construcția de mașini continuînd să fie ramura cu cea mai dinamică dezvoltare.

O problemă esențială a industriei construcțiilor de mașini este înfăptuirea unei cotituri radicale în domeniul calității produselor, al îmbunătățirii performanțelor tehnice ale acestora, ceea ce implică îmbunătățirea substanțială a activității de cercetare-proiectare.

Pentru ca o mașină să funcționeze corect, sigur, economic și cu o fiabilitate corespunzătoare este necesar ca elementele componente (organele de mașini) ale acesteia să fie proiectate și executate rațional.

Calculul și proiectarea organelor de mașini necesită soluționarea optimă *a problemei, luînd în considerare complexitatea și multitudinea condițiilor impuse, adesea contradictorii.*

Dezvoltarea impetuoasă a tehnicii mondiale a condus la apariția unui număr foarte mare de tipuri și soluții constructive de organe de mașini. Multitudinea variantelor constructive — prezentate în acest îndrumar — direcționează proiectantul în dificilul proces de alegere a soluției optime dintr-o serie întreagă de soluții care — într-o măsură mai mare sau mai mică — îndeplinesc condițiile impuse inițial.

Lucrarea reprezintă o noutate în domeniu, fiind deosebit de sintetică și conținînd un foarte bogat material, ceea ce face inutilă o consultare largă a altor lucrări de specialitate.

Autorii s-au străduit să pună la dispoziția inginerilor și tehnicienilor proiectanți din industria construcțiilor de mașini și din institutele de cercetări și inginerie tehnologică, precum și specialiștilor din celelalte ramuri ale economiei naționale care se ocupă cu proiectarea diverselor utilaje și instalații mecanice o lucrare nouă care să trateze — complet și sintetic — problemele calculului și proiectării celor mai importante elemente componente ale mașinilor și utilaje-

lor, pe baza ultimelor cercetări științifice din acest domeniu și a celor mai recente realizări ale firmelor specializate.

Autorii speră că specialiștii care vor consulta cele trei volume ale acestei lucrări vor avea un îndrumar prețios în rezolvarea diferitelor probleme reale — întîlnite în practica de proiectare — contribuind astfel la elaborarea de mașini și utilaje mai fiabile, mai competitive și mai ieftine.

Este pentru noi o mare plăcere să exprimăm toată recunoștința noastră colectivului redacției Construcții de mașini a Editurii tehnice pentru sprijinul și grija deosebită acordate elaborării și publicării lucrării.

Natural, lucrarea nefiind exhaustivă, orice sugestie de îmbunătățire sau completare este binevenită și pentru aceasta ținem să mulțumim anticipat.

Brașov, ianuarie 1981

Prof. dr. ing. **Ioan Drăghici**

Cuprins

Prefață 5
Notații generale 8

1. **Elemente generale privind calculul de proiectare al organelor de mașini** (dr. ing. Nicolae Petrescu, prof. dr. ing. Ioan Drăghici și ing. Costel Bejan) 9
1.1. Rezistențe admisibile. Coeficienți de siguranță 10
1.2. Calculul probabilistic al organelor de mașini 16
1.3. Stabilirea solicitărilor reale pentru calculul organelor de mașini 22
Bibliografie 24

2. **Asamblări și transmisii prin șuruburi***) 26
2.1. Șuruburi de fixare (prof. dr. ing. Ioan Drăghici și ing. Mihai Ciobotă) 28
2.2. Mecanisme șurub-piuliță (șuruburi de mișcare) (conf. dr. ing. Aurel Jula și ing. Gheorghe Moldovean) 61
2.3. Transmisii prin șuruburi, cu corpuri de rostogolire (prof. dr. ing. Ioan Drăghici) 77
Anexe 92
Bibliografie 98

3. **Arcuri. Elemente elastice vibroizolatoare***) (prof. dr. ing. Ioan Drăghici, ing. Mihai Ciobanu și ing. Costel Bejan) 100
3.1. Arcuri elicoidale 101
3.2. Arcuri bare de torsiune 121
3.3. Arcuri disc, arcuri inelare 124
3.4. Arcuri lamelare 125
3.5. Arcuri din cauciuc 139
3.6. Reazeme elastice vibroizolatoare 144
Anexe 159
Bibliografie 166

4. **Lagăre cu alunecare în industria construcțiilor de mașini***) (conf. dr. ing. Mircea Pascovici) 168
4.1. Lagăre cu alunecare cu frecare uscată, limită sau mixtă 169
4.2. Lagăre cu alunecare hidrodinamice 178
4.3. Reazeme și lagăre hidrostatice 186
4.4. Soluții constructive 192
Anexe 212
Bibliografie 238

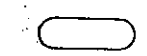
5. **Utilizarea rulmenților în industria construcțiilor de mașini***) (conf. dr. ing. Aurel Jula, dr. ing. Emil Chișu și ing. Dumitru Sichitiu) 240
5.1. Tipuri caracteristice de montaje cu rulmenți 241
5.2. Recomandări privind proiectarea montajelor cu rulmenți 243
5.3. Montaje cu rulmenți specifice reductoarelor de turație 254
5.4. Montaje cu rulmenți specifice industriei de autovehicule 255
5.5. Montaje cu rulmenți specifice mașinilor-unelte 271
5.6. Montaje cu rulmenți specifice utilajelor tehnologice 282
Anexe 292
Bibliografie 300

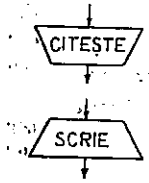
6. **Ghidaje***) (conf. dr. ing. Constantin D. Rădulescu) 301
6.1. Ghidaje cu alunecare 302
6.2. Ghidaje cu rostogolire 316
Anexe 333
Bibliografie 335

*) Schemele logice de calcul din aceste capitole au fost elaborate de ing. Mihail Cernahoschi.

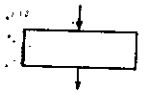
NOTAȚII GENERALE

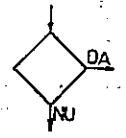
a — coeficient de siguranță;
d — diametrul arborelui;
E — modulul de elasticitate, longitudinal;
F — forța;
g — accelerația căderii libere;
G — modulul de elasticitate transversal;
GD^2 — momentul de girație, redus la arborele condus;
J, J_1, J_2 — momentul de inerție masic, respectiv momentele de inerție reduse la arborele conducător, respectiv condus;
k — rigiditatea;
l, L — lungimi;
M_i — momentul de încovoiere;
M_t, M_{tn}, M_{tc} — momentul de torsiune; momentul nominal de torsiune, respectiv de calcul;
n — turația;
N — variabilă de ciclare (pas de iterație) la programele de calcul;
p — presiunea;
R — raza;
t — timpul;
v — viteza (periferică).
σ_a — rezistența admisibilă;
σ_i — efortul unitar de încovoiere;
σ_r — rezistența la rupere;
$\sigma_{t(c)}$ — efortul unitar de tracțiune (compresiune);
σ_{02} — limita de curgere a materialului;
μ — coeficientul de frecare;
η — randamentul;
τ_f, τ_t — efortul unitar de forfecare, respectiv de răsucire;
ω — viteza unghiulară


— bloc de delimitare (START sau STOP, ÎNCEPUT SAU SFÎRȘIT);

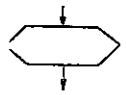


— blocuri de intrare, respectiv ieșire;


— bloc de calcul (atribuire) sau bloc de inițializare;



— bloc de decizie logică;


— bloc de procedură *(subrutină)*;

— conector în interiorul paginii;

— conector de pagină;

(comentariu la blocul atașat,
— bloc de comentarii.

1. Elemente generale privind calculul de proiectare al organelor de mașini

Notații

a_i — frecvența relativă a unei solicitări aleatoare pe nivelul i;
c — coeficient de siguranță la oboseală;
c_m, c_s, c_k — coeficienți de siguranță la calculul probabilistic;
c_s, c_{s0} — coeficient de siguranță, respectiv coeficientul parțial de siguranță, (în funcție de tipul solicitării), pentru calculul determinist;
d, d_R, d_S — abaterea medie pătratică, a rezistenței, respectiv a solicitării;
f — densitatea de probabilitate (pentru repartiții continue); frecvența (pentru repartiții aleatoare);
f_{ech} — frecvența echivalentă spectrului solicitării aleatoare;
f_0, f_n — frecvența fundamentală corespunzătoare lățimii eșantionului, respectiv banda de frecvență în analiza spectrală;
f_{max} — frecvența maximă care se poate urmări prin discretizarea la intervale de timp Δt;
F — funcția de repartiție de probabilitate;
H — durata de viață, în exploatare a unui organ de mașină;
m — indicele de putere al curbei *Wöhler*;
m_1, m_2 — factori de multiplicare a coeficientului de siguranță;
N_{expl} — numărul de cicluri echivalent solicitării aleatoare din exploatare; timpul echivalent;
N_0 — numărul de puncte rezultate prin discretizarea evoluției aleatoare;
N_{red} — numărul de cicluri de nivel constant echivalent solicitării aleatoare;
p_f — probabilitatea de defectare;
R — coeficientul de asimetrie al ciclului variabil de solicitare; rezistența piesei la calculul probabilistic;
S — solicitarea reală aplicată piesei;
S_i, S_n — valoarea solicitării la nivelul i, respectiv componenta eficace (valoarea medie pătratică) a unei solicitări aleatoare corespunzătoare frecvenței f_n (considerată periodică);
S_{red} — solicitarea (amplitudinea și frecvența — constante) echivalentă unei solicitări aleatoare;
$\bar{S}$, $\bar{R}$ — valorile medii ale solicitării, respectiv ale rezistenței piesei;
$u(z)$ — valoarea limitei inferioare a diferenței dintre solicitare și rezistență;
V_R, V_S — coeficient de variație a rezistenței, respectiv a solicitării reale a piesei;
X, Y, Z — variabile aleatoare;
β_k, β_{kt} — coeficient de concentrare a eforturilor efectiv, respectiv teoretic;
ε, γ — factorul dimensional, respectiv coeficientul de calitate a suprafeței;
σ, $\bar{\sigma}$ — efort unitar, respectiv valoarea medie a acestuia;
σ_a, τ_a — rezistențe admisibile.

Dezvoltarea tehnicii mondiale, realizarea de materiale cu proprietăți superioare și crearea de materiale speciale, utilizarea pe scară largă a tratamentelor termice și termochimice, precum și a durificărilor de suprafață au impus reanalizarea critică a metodelor actuale de calcul și elaborarea unor metode noi, care să asigure o dimensionare corectă, obținîndu-se o anumită fiabilitate a organului de mașină.

În funcție de problema care trebuie rezolvată — în procesul de proiectare — se pot întîlni următoarele tipuri de calcule: de rezistență, la vibrații, de uzură și fiabilitate, termice, economice și speciale.

Creșterea continuă a condițiilor impuse organelor de mașini — rigiditate, economicitate, fiabilitate și siguranță în funcționare, reducerea greutății — a impus luarea în considerare, în calculele de proiectare, nu numai a sarcinilor dinamice și a diferitelor regimuri de funcționare, ci și a factorilor tehnologici și de exploatare.

1.1. Rezistențe admisibile. Coeficienți de siguranță

În practica de proiectare — în funcție de informațiile pe care le obține proiectantul — se utilizează două forme de calcule de rezistență: de dimensionare și de verificare a dimensionării.

La calculele de predimensionare *) — cunoscînd tipul solicitării — se alege sau se determină rezistența admisibilă, obținîndu-se, în final, dimensiunile organului de mașină.

Obținerea — prin calcul — a siguranței în funcționare se realizează uzual prin compararea a două mărimi, o mărime caracterizînd situația funcțională, iar cealaltă — situația corespunzătoare condiției limită (de cedare), stabilită după caz de către proiectant [5, 8].

Rezistența admisibilă σ_a (τ_a) se poate determina cu o aproximație destul de bună cu una din relațiile [22]:

$$\sigma_a = \sigma_R \varepsilon\gamma / c_s\beta_k \text{ sau } \tau_a = \tau_R \varepsilon\gamma / c_s\beta_k, \qquad (1.1)$$

în care: σ_R și τ_R se pot lua din fig. 1.1 sau tabelul 1.1; β_k — spre exemplificare, din fig. 1.2—1.4 sau din [4, 5, 15, 20, 22, 25] (pentru forma generală a concentratorilor de eforturi, v. tabelul 1.2); ε — din fig. 1.5 sau din [4, 5, 22, 23, 25]; γ — din fig. 1.6 și tabelul 1.3 sau din [4, 5, 22, 23, 25].

Coeficientul de siguranță al piesei c_s, conform [22] este

$$c_s = c_{s0} m_1 m_2, \qquad (1.2)$$

c_{s0}, m_1 și m_2 alegîndu-se din tabelele 1.4—1.6 [22].

De fapt, coeficientul de siguranță este definit [1, 4, 5, 8 etc.] ca raportul dintre efortul limită (de curgere, de rupere, de flambaj, de oboseală etc.) și efortul maxim care apare în piesă, în procesul de funcționare. Valorile coeficientului de siguranță sînt în strînsă legătură cu metodica de calcul adoptată pentru organul de mașină respectiv.

Coeficienții de siguranță au rolul de a prelua inexactitățile introduse prin metodele de calcul, dispersia proprietăților de rezistență ale materialelor, modificările de comportare a piesei în timp, precum și imposibilitatea introducerii în calcul a evoluției reale — în timp — a sarcinilor.

La calculul de verificare a dimensionării — cunoscînd sarcinile (forțele și momentele) și dimensiunile piesei respective — se determină efortul unitar real (efectiv), stabilindu-se — în final — coeficientul de siguranță.

La stabilirea coeficientului de siguranță [v. relația (1.2)] trebuie luate în considerare: destinația și importanța piesei, durata și condițiile de funcționare, tipul mașinii în care este utilizată piesa, condițiile generale impuse piesei (greutate, dimensiuni de gabarit, cost etc.) [2, 5].

*) sau de dimensionare

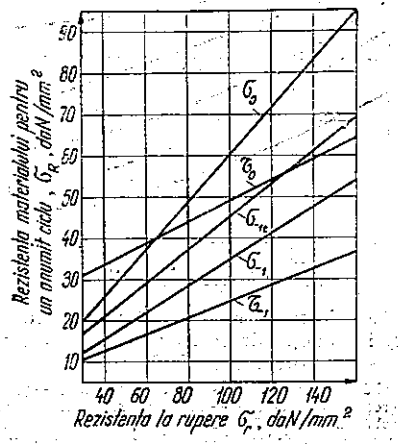


Fig. 1.1. Determinarea rezistențelor la solicitări variabile σ_R în funcție de rezistența la rupere, pentru oțeluri [14].

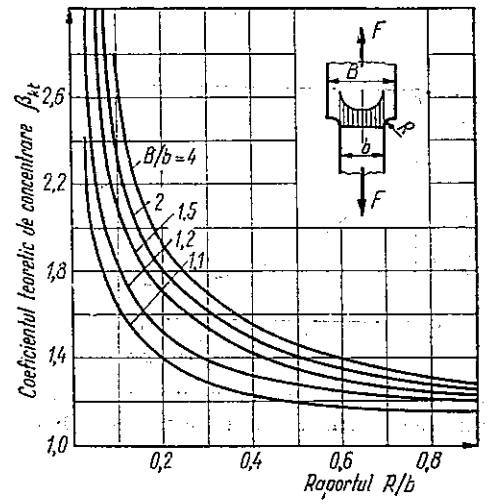


Fig. 1.2. Coeficientul teoretic β_{kt} de concentrare a eforturilor, pentru o grindă solicitată la tracțiune [14].

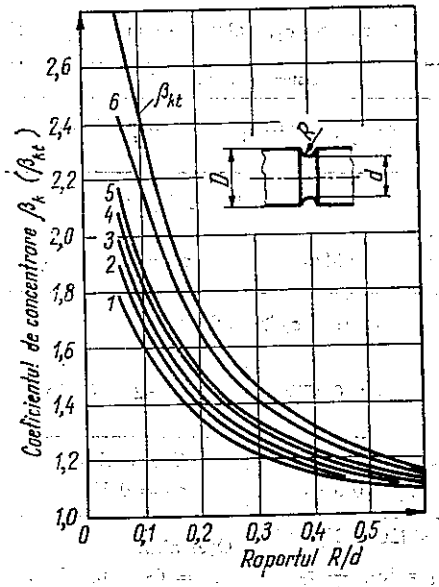


Fig. 1.3. Coeficienții de concentrare a eforturilor (β_k și β_{kt}), pentru cazul solicitării de încovoiere a unui arbore, cu degajare [14]

1 — oțel recopt, cu conținut redus de carbon; *2* — oțel laminat la cald, cu conținut redus de carbon; *3* — oțel normalizat, cu conținut mediu de carbon; *4* — oțel tras, îmbunătățit, cu conținut mediu de carbon; *5* — oțel ecruisat, cu conținut mic de carbon; *6* — oțel aliat îmbunătățit.

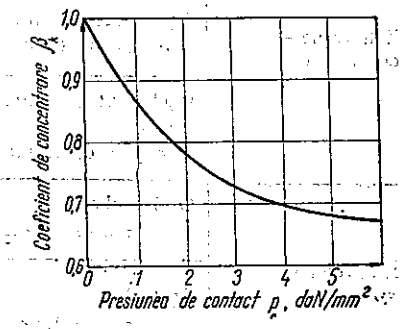


Fig. 1.4. Valorile coeficientului de concentrare β_k la asamblările presate, în funcție de presiunea de contact p_c [14].

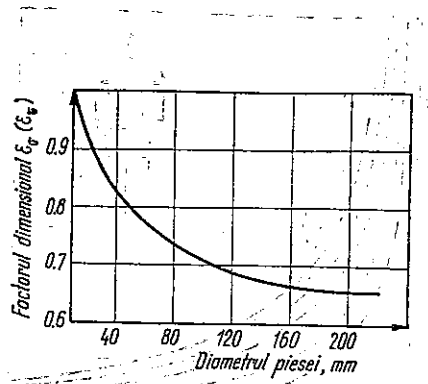


Fig. 1.5. Factorul dimensional ε_σ (ε_τ) în funcție de diametrul piesei (valori medii) [14.]

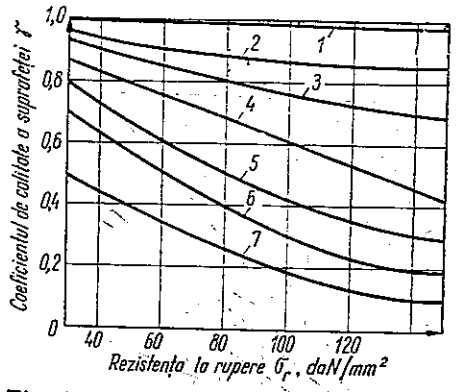


Fig. 1.6. Coeficientul de calitate a suprafeței β, în funcție de rezistența la rupere a oțelului σ_r [14].

1 — probă metalografică; *2* — probă normală; *3* — probă degroșată la strung; *4* — probă cu rizuri circulare; *5* — probă cu suprafață solzoasă; *6* — probă supusă la coroziune în apă dulce; *7* — probă supusă la coroziune în apă sărată.

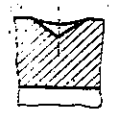
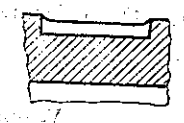
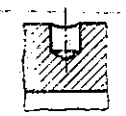
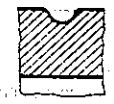
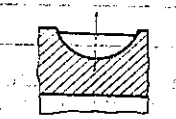
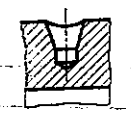
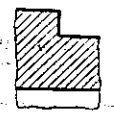
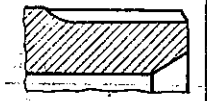
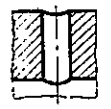
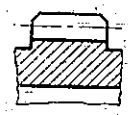
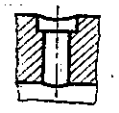
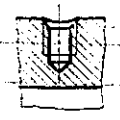
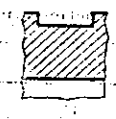
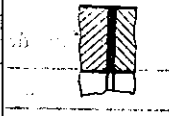
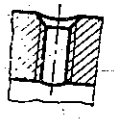
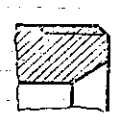
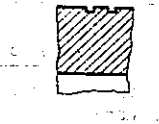
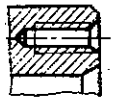
Tabelul 1.1

Valorile rezistențelor oțelurilor, în funcție de rezistența la rupere σ_r, calculate statistic [14, 22]

Solicitarea	Limita de curgere σ_{02} $R = 1$	Rezistența la oboseală	
		Ciclul alternant simetric $R = -1$	Ciclul pulsator $R = 0$
Tracțiune — compresiune	Oțel carbon $\sigma_{02} = (0{,}52 \dots 0{,}55)\ \sigma_r$	Pentru $\sigma_r < 120$ daN/mm²	
	Oțel aliat obișnuit $\sigma_{02} = (0{,}65 \dots 0{,}75)\sigma_r$	$\sigma_{-1t} = 0{,}35\sigma_r$	$\sigma_{0t} = 0{,}525\ \sigma_r$
	Oțel aliat de mare rezistență $\sigma_{02} = (0{,}7 \dots 0{,}8)\sigma_r$	Pentru $\sigma_r > 120$ daN/mm²	
		$\sigma_{-1t} = 28 + 0{,}177\sigma_r$	$\sigma_{0t} = 42 + 0{,}175\sigma_r$
Încovoiere	Oțel carbon $\sigma_{02t} = 1{,}2\ \sigma_{02}$	$\sigma_r < 120$ daN/mm² $\sigma_{-1} = 0{,}5\ \sigma_r$	Oțel carbon $\sigma_0 = 0{,}75\ \sigma_r$
	Oțel aliat $\sigma_{02t} = 1{,}1\ \sigma_{02}$	$\sigma_r > 120$ daN/mm² $\sigma_{-1} = 40 + \frac{1}{6}\sigma_r$	Oțel aliat $\sigma_0 = 64 + 0{,}267\ \sigma_r$
Torsiune	Oțel carbon $\tau_{02} = 0{,}63\ \sigma_{02}$	Pentru $\sigma_r < 120$ daN/mm²	
	Oțel aliat $\tau_{02} = 0{,}6\ \sigma_{02}$	$\tau_{-1} = 0{,}275\ \sigma_r$	$\tau_0 = 0{,}495\ \sigma_r$
		Pentru $\sigma_r > 120$ daN/mm²	
		$\tau_{-1} = 22 + 0{,}092\ \sigma_r$	$\tau_0 = 39{,}6 + 0{,}166\sigma_r$

Tabelul 1.2

Forma generală a concentratorilor de eforturi unitare β_k (β_{kt}) [14]

Forma	Tipul concentratorului	Forma	Tipul concentratorului	Forma	Tipul concentratorului
	Găuri de mică adâncime		Canale circulare, dreptunghiulare		Canale de pană
			Canale circulare, rotunde		
			Trepte ascuțite		Caneluri
	Găuri		Degajări		Danturi
					Danturi frontale
			Trepte		Suduri
	Găuri filetate				
			Filete		Marcaje

Tabelul 1.3

Valorile orientative ale coeficientului de calitate a suprafeței γ [1]

Modul de prelucrare a suprafeței	γ
Lustruire	1,0
Rectificare	0,95—0,98
Strunjire ingrijită sau frezare	0,88—0,94
Strunjire de degroșare	0,80—0,86

Tabelul 1.4

Valorile coeficientului de siguranță $c_{\sigma 0}$ [22]

Tipul solicitării	$c_{\sigma 0}$
Solicitare alternantă, nestaționară	1,5—2
Solicitare alternantă nestaționară, dacă este important ca piesa să fie ușoară, precizia metodelor de calcul și evaluarea solicitărilor fiind mare	1,2—1,5

Tabelul 1.5

Factorul m_1 de multiplicare a coeficientului de siguranță [22] *)

Condițiile de funcționare	m_1
Defecțiunea poate cauza un accident sau poate pune in pericol viața	1,2—1,5
Există probabilitatea apariției unei suprasolicitări	1,2—1,3
Sarcini aplicate cu șocuri mici; în special pentru cazul pornirii (turbine cu abur și apă, mașini de rectificat, polizoare)	1,0—1,1
Sarcini aplicate cu șocuri medii (mașini de turnat sub presiune, cu piston, nave etc.)	1,2—1,5
Sarcini aplicate cu șocuri mari (combină, cu tăiere în plan vertical)	1,5—2,0

*) Factorul m_1 trebuie aplicat simplu sau cumulativ, în funcție de numărul prezențelor condițiilor enumerate în acest tabel.

Tabelul 1.6

Factorul m_2 de multiplicare a coeficientului de siguranță [22] *)

Tipul mașinii, mărimea și frecvența șocurilor probabile	m_2
Pompe centrifuge cu abur și apă, mașini de rectificat, motoare electrice cu șocuri mici apărînd frecvent la pornire	1,0—1,1
Motoare cu combustie internă, mecanisme cu acțiune alternantă, mașini de mortezat; în general, mașini solicitate de șocuri mici	1,2—1,5
Prese, combine cu cuțit vertical, mașini de perforat; în general, mașini solicitate de șocuri cu frecvență medie	1,5—2,0
Ciocane de forjat, laminoare, concasoare; toate mașinile solicitate de șocuri cu frecvență mare	2,0—3,0

*) Factorul m_2 trebuie aplicat simplu sau cumulativ, în funcție de numărul prezențelor condițiilor enumerate în acest tabel.

În practică de proiectare se poate utiliza relația (1.2) și indicațiile din tabelele 1.4—1.6.

În capitolele care urmează sînt indicate valorile coeficienților de siguranță specifici pentru fiecare organ de mașină.

Solicitările variabile în regim staționar (staționare) sînt solicitările ciclice cu amplitudine constantă. În acest caz, este obligatorie efectuarea unor calcule de verificare prin care se stabilește valoarea coeficientului de siguranță la oboseală și compararea acestuia cu valorile recomandate. Coeficientul de siguranță la oboseală se poate calcula conform indicațiilor din [2, 4, 21, 23, 25] (v. de exemplu și cap. 2, tabelul A. 2—3).

Valorile recomandate pentru coeficientul de siguranță la oboseală depind de veridicitatea determinării sarcinilor și eforturilor unitare, de omogenitatea materialului, de tehnologia de execuție ș.a. Astfel [21]:

— în cazul unei precizii mărite a calculului — utilizînd datele experimentale referitoare la determinarea sarcinilor și eforturilor unitare — în cazul unei omogenități corespunzătoare a materialului și a unei tehnologii de fabricație de calitate superioară, $c = 1{,}3 \ldots 1{,}4$;

— în cazul unei precizii obișnuite a calculului, a inexistenței unei determinări experimentale a sarcinilor și eforturilor unitare, a unei omogenități moderate a materialului și pentru un nivel obișnuit al tehnologiei, $c = 1{,}4 \ldots 1{,}7$;

— în cazul unei precizii scăzute a calculului, a inexistenței unei determinări experimentale a sarcinilor și eforturilor unitare, a unor caracteristici mecanice neuniforme ale materialului, în special pentru piesele turnate și de dimensiuni mari, $c = 1{,}7 \ldots 3{,}0$.

Solicitările cu amplitudine și frecvență variabilă sînt denumite *solicitări variabile nestaționare*. În practică se întîlnesc următoarele tipuri de astfel de solicitări [2, 4, 21—23]:

— solicitări nestaționare cu o variație aleatoare a eforturilor unitare; de exemplu, unele piese ale autovehiculelor (solicitate în funcție de încărcarea autovehiculului, viteza de circulație, neregularitățile îmbrăcămintii drumului etc.) sau piesele unor mașini-unelte;

— solicitări nestaționare cu o variație periodică a eforturilor unitare; de exemplu, elementele componente ale ciocanelor și preselor de forjat;

— solicitări nestaționare cu variația în trepte a eforturilor unitare; de exemplu, la agregatele de forță din centralele electrice, la mașinile-unelte universale.

Calculul coeficientului de siguranță la regimuri nestaționare de solicitări se poate efectua conform [25]. O problemă dificilă la calcularea acestui coeficient de siguranță o constituie alegerea indicelui de putere m al curbei *Wöhler* (v. § 1.3).

Nu sînt probleme deosebite în cazul solicitărilor periodice. În cazul în care solicitările au aspect aleator, acestea trebuie reduse la sarcini periodice echivalente, o astfel de metodă fiind prezentată în cele ce urmează (v. fig. 1.15).

Cele mai veridice date despre coeficienții de siguranță necesari pot fi stabilite numai pe baza cercetărilor experimentale a pieselor respective, în condiții reale sau simulate de funcționare.

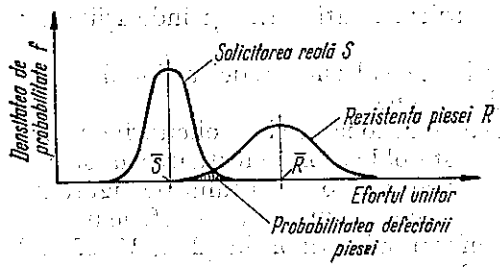


Fig. 1.7. Densitățile de probabilitate ale solicitărilor reale S și ale rezistențelor piesei R [5].

1.2. Calculul probabilistic al organelor de mașini

Mărimile comparate prin intermediul coeficientului de siguranță nu sînt valori deterministe (certe), ci aparțin unor clase de valori cu probabilități variabile de apariție. De aceea, s-a ajuns la ideea de utilizare a *teoriei probabilităților* și a metodelor *statisticii matematice*, proprii caracterului aleator al proprietăților materialelor, variabilității solicitărilor, al dimensiunilor organelor de mașini.

Prin urmare, alegerea subiectivă a unui coeficient de siguranță este înlocuită cu un calcul obiectiv, deși cu acesta se obțin valori probabile și nu valori certe.

Regimul de solicitare este, în general, o combinație de *sarcini deterministe* (greutate proprie, solicitări cu caracter static sau sinusoidal) și de *sarcini aleatoare* (influența perturbatoare a ambianței, vibrații, trepidații, neregularități ale îmbrăcămintii drumului, accidente de manevrare, condiții climatice, condiții de tip catastrofic etc.).

Reprezentînd, în aceleași coordonate, curbele *densității de probabilitate* *) a rezistenței unui organ de mașină și a solicitării reale aplicate se obține fig. 1.7 [5].

Pentru solicitarea unei piese și pentru rezistența acesteia, caracterizarea probabilistă este dată de *densitatea de probabilitate* a apariției uneia din valori; în general, aceasta este maximă pentru valorile medii și minimă — pentru valorile extreme ale variabilei aleatoare.

În mod curent, se admite că rezistența piesei este distribuită normal, solicitarea fiind distribuită normal, Weibull sau după alte legi de distribuție a extremelor.

Reprezentînd — pe același grafic — funcțiile densității de probabilitate a solicitării piesei $f_S(\sigma)$ și a rezistenței piesei $f_R(\sigma)$, acestea apar frecvent ca în fig. 1.8 [24].

S-au elaborat două metode practice de calcul probabilist al organelor de mașini:

— stabilirea coeficienților de siguranță, în context cu probabilitatea de defectare;

— proiectarea pe baza probabilității de defectare.

Adoptarea unei valori admisibile pentru *probabilitatea de defectare* — în funcție de importanța organului de mașină — constituie o problemă impor-

*) Densitatea de probabilitate (pentru repartițiile continue) este definită prin relația

$$f(\sigma) = \lim_{\Delta\sigma \to 0} Prob[\sigma < \sigma(t) < (\sigma + \Delta\sigma)]/\Delta\sigma,$$

fiind similară frecvenței de la repartițiile discrete [11].

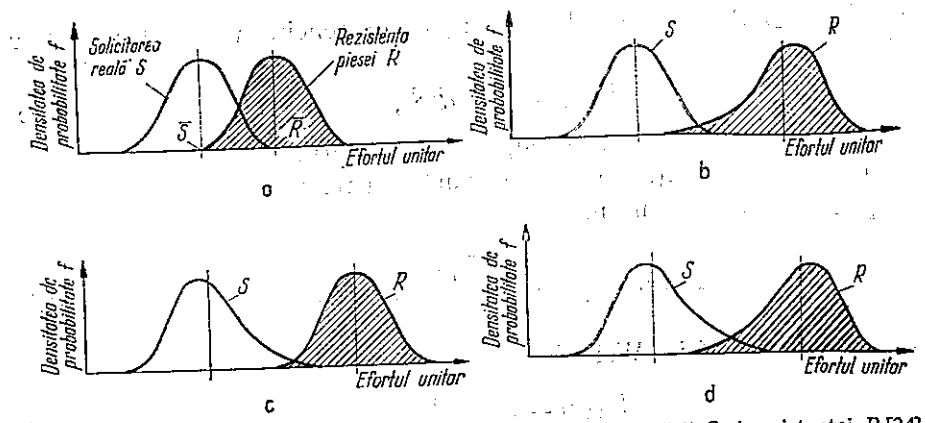


Fig. 1.8. Exemplificarea cazurilor reale de repartiție ale solicitării S și rezistenței R [24]
a — repartiție normală la ambele; *b* — solicitarea — repartiție normală și rezistența — repartiție Weibull; *c* — solicitarea — repartiție Weibull și rezistența — repartiție normală; *d* — distribuție Weibull, la ambele.

tantă a proiectării probabiliste. Din lipsă de date, *nivelele de fiabilitate* impuse produselor [10] pot fi utilizate și la stabilirea unei probabilități admisibile.

1.2.1. *Coeficientul de siguranță probabilist*

În domeniul organelor de mașini nu există o detaliere precisă a conceptului probabilist de coeficient de siguranță, o tratare exhaustivă existînd doar în domeniul structurilor [3].

Coeficientul de siguranță mediu

$$c_m = R_{0,5}/S_{0,5}, \tag{1.3}$$

unde $R_{0,5}$ și $S_{0,5}$ sînt cuantilele de 50% ale funcțiilor de repartiție $f_R(\sigma)$ și $f_S(\sigma)$.

Coeficientul de siguranță caracteristic

$$c_k = R_{0,05}/S_{0,95}, \tag{1.4}$$

$R_{0,05}$ fiind cuantila inferioară de 5% a lui $f_R(\sigma)$, iar $S_{0,95}$ — cuantila superioară de 5% a lui $f_S(\sigma)$.

Coeficientul de siguranță de suprasolicitare

$$c_s = R_{0,005}/S_{0,95}. \tag{1.5}$$

cu $R_{0,005}$ — cuantila inferioară de 5‰ a lui $f_R(\sigma)$.

Utilizarea acestor coeficienți de siguranță este legată de importanța organului de mașină. Astfel, c_m caracterizează organele de mașini de uz general (la care defectarea nu aduce complicații), c_k este destinat organelor de mașini cu siguranță înaltă, iar c_s — organelor de mașini cărora li se impune o siguranță deosebită.

Coeficientul de variație al rezistenței sau solicitării se calculează cu relația

$$V_{R,S} = d_{R,S}/\bar{R}(\bar{S}), \tag{1.6}$$

în care: $d_{R,S}$ este dispersia rezistenței sau solicitării.

Funcțiile de repartiție se pot determina cu relațiile:

— pentru repartiția normală

$$F_N(\sigma) = \int_{-\infty}^{\sigma} e^{-\frac{(\sigma-\bar{\sigma})^2}{2d^2}} d\sigma/d\sqrt{2\pi}; \tag{1.7}$$

— pentru repartiția Weibull

$$F_W(\sigma) = e^{-(k\sigma)^{-\beta}}, \tag{1.8}$$

k și β fiind parametrii repartiției [11].

Pentru repartiția normală, cuantilele de 5% și 5‰ se estimează cu relațiile [3]:

$$\left.\begin{aligned} x_{0,05} &= \bar{\sigma}(1 - 1{,}645\ V);\\ x_{0,005} &= \bar{\sigma}(1 - 2{,}576\ V). \end{aligned}\right\} \tag{1.9}$$

Pentru calculele de proiectare se recomandă folosirea combinațiilor de tip: determinist + normal sau normal + determinist și normal + normal *).

În fig. 1.9—1.11 s-au reprezentat dependențele coeficienților de siguranță c_m, c_k și c_s de probabilitatea de defectare p_r [3].

Sintetizînd, se recomandă următoarea metodică de proiectare:

— se determină sau se estimează spectrul real de solicitare (v. § 1.3), reținîndu-se parametrul V_S [v. relația (1.6)];

— se stabilește spectrul de rezistență a piesei (v. [5, 6, 12]), reținîndu-se parametrul V_R;

— se stabilește *probabilitatea de defectare admisibilă* [10] și tipul coeficientului de siguranță utilizat, în funcție de importanța organului de mașină;

— pe baza nomogramelor din fig. 1.9—1.11, se determină valoarea coeficientului de siguranță probabilist respectiv.

O metodă grafică de calcul — în cazul solicitării la oboseală a organelor de mașini — se bazează pe diagrama materialului de tip *Haigh*, schematizată prin valorile σ_{-1} și σ_{02}, folosind criteriul de similitudine σ_m=const (fig. 1.12) [19]. Se reprezintă, pe hîrtie milimetrică, valorile eforturilor unitare σ_{-1}, σ_a și σ_{02}; se reține valorile de probabilitate dorită, p. Coeficientul de siguranță, pentru probabilitatea dorită, este

$$c_p = \overline{AL}_p/\overline{AS}_p. \tag{1.10}$$

*) Situația cea mai apropiată de realitate este combinația : rezistența piesei — distribuție normală, iar solicitarea — distribuție Weibull; calculul este însă mai laborios.

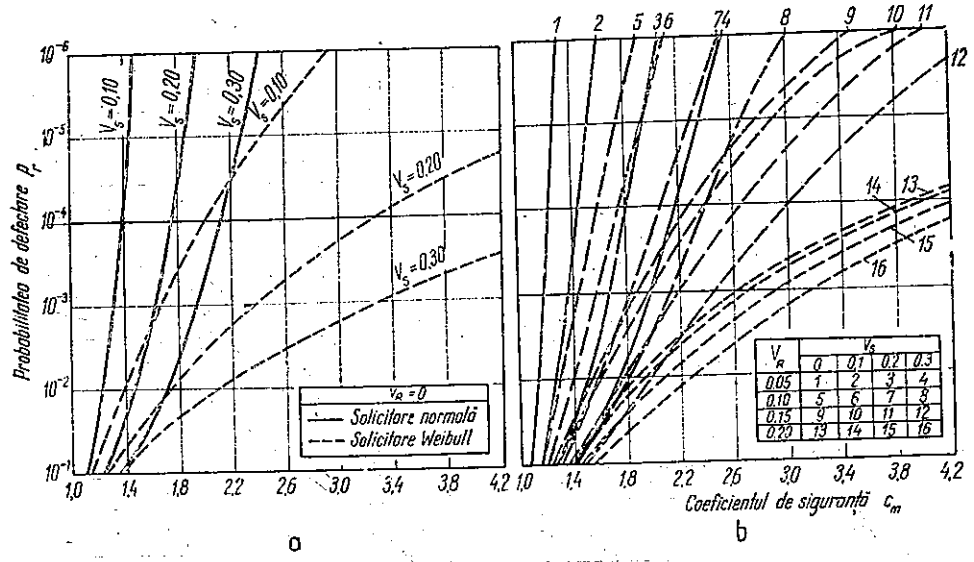


Fig. 1.9. Nomograme pentru calculul coeficientului de siguranță probabilist c_m [3]:
a — rezistență deterministă, solicitările repartizate normal și Weibull; *b* — repartiție normală la ambele; *c* — rezistența — repartiție normală, solicitarea — repartiție Weibull; numărul aferent curbelor corespunde tabelului din figură.

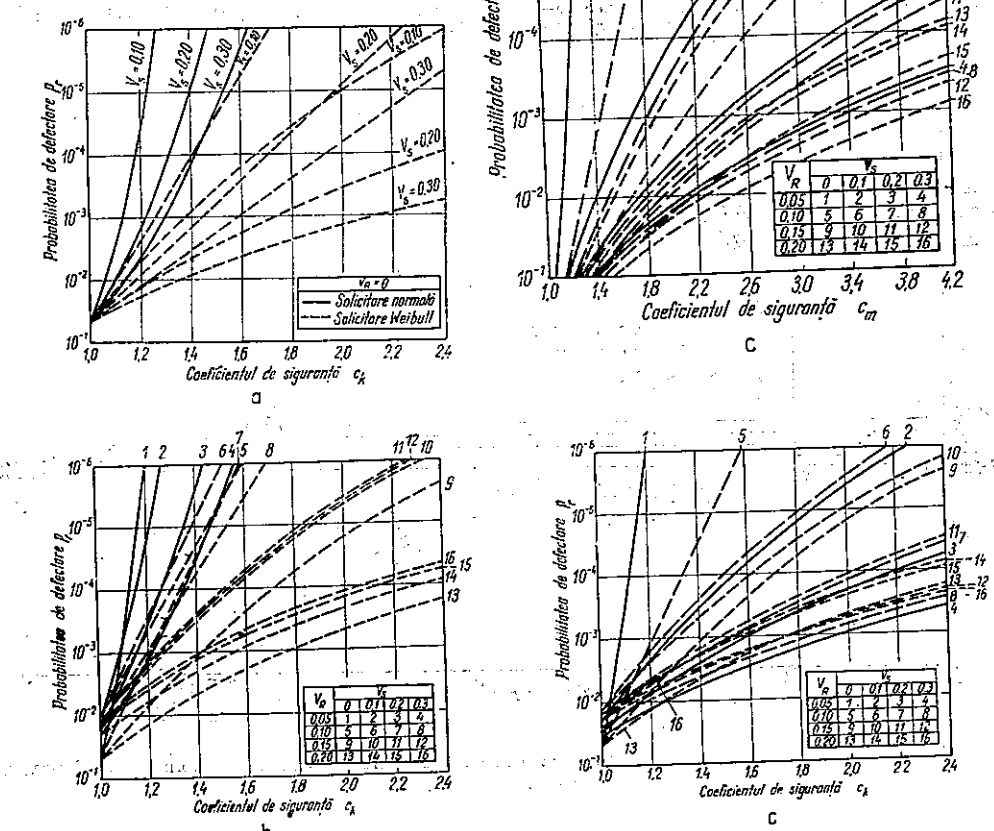


Fig. 1.10. Nomograme pentru calculul coeficientului de rezistență probabilist c_k [3]:
a — rezistență deterministă, solicitarea — distribuție normală și Weibull; *b* — distribuție normală la ambele; *c* — rezistența — distribuție normală, solicitarea — distribuție Weibull; numărul aferent curbelor corespunde tabelului din figură.

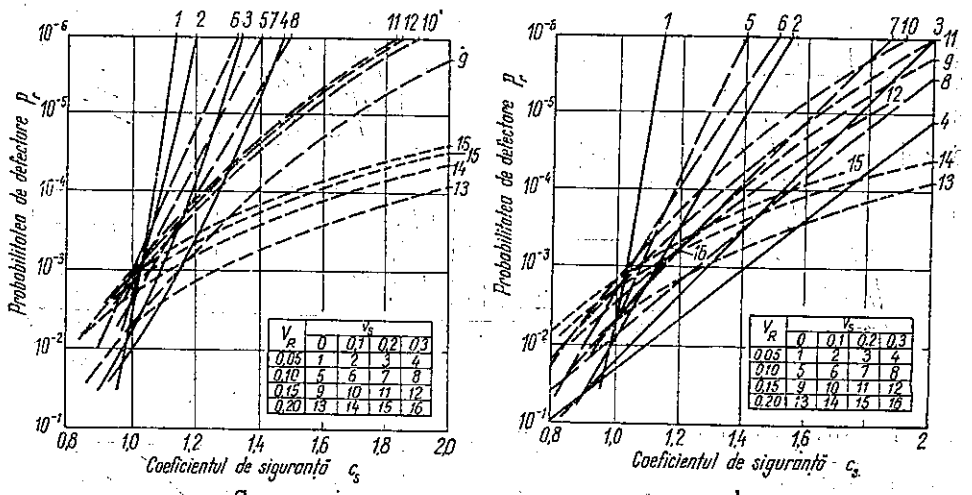


Fig. 1.11. Nomograme pentru calculul coeficientului de siguranță probabilist c_s [3]:
a — repartiție normală la ambele; *b* — rezistența—repartiție normală, solicitarea—repartiție Weibull; numărul aferent curbelor corespunde tabelului din figură.

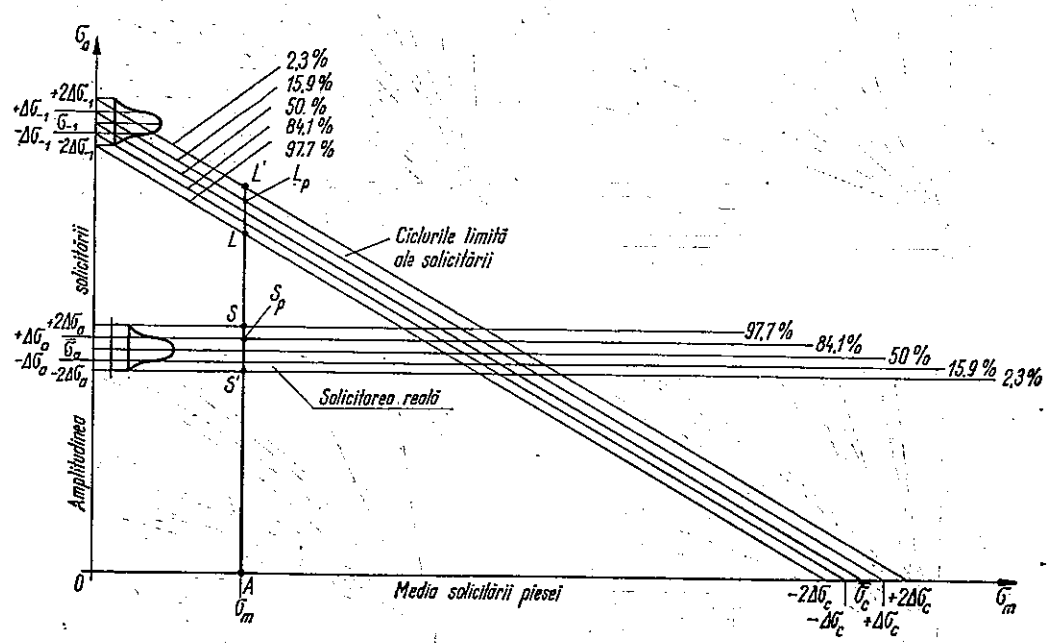


Fig. 1.12. Metoda grafică pentru determinarea coeficientului de siguranță probabilist la solicitarea de oboseală [19].

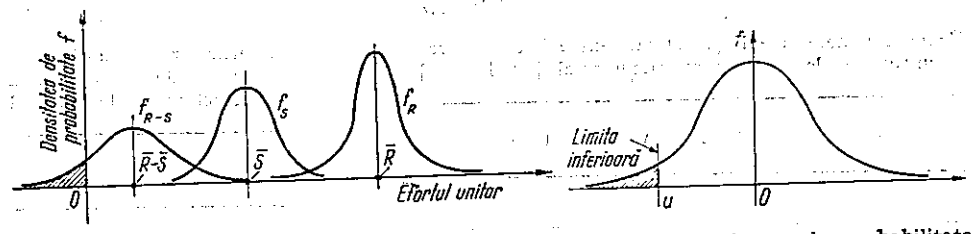


Fig. 1.13. Funcțiile densității de probabilitate ale solicitării, rezistenței și diferenței acestora [12].

Fig. 1.14. Densitatea de probabilitate a diferenței dintre rezistență și solicitare (centrată în jurul mediei) [12].

1.2.2. *Probabilitatea de defectare*

Se poate renunța la noțiunea de coeficient de siguranță; în acest caz, mărimea prin care sînt comparate diversele soluții de proiectare este *probabilitatea de defectare* (v. fig. 1.7 și 1.8).

Evaluarea probabilității de defectare se obține prin reprezentarea grafică a funcției Prob $(S \geqslant R)$ sau Prob $(S - R \geqslant 0)$, adică probabilitatea ca solicitarea să depășească rezistența sau ca diferența dintre mărimea solicitării și a rezistenței să fie mai mare decît zero (fig. 1.13) [12].*)

Pentru calculul concret se recomandă reprezentarea centrată în jurul mediei (fig. 1.14) [12].

În calculele de proiectare este recomandabilă utilizarea repartițiilor normale pentru solicitare și rezistență. Deoarece ambele sînt mărimi aleatorii, iar în relațiile de calcul apar operații între aceste mărimi, în tabelul 1.7 sînt date mediile și abaterile medii pătratice pentru toate tipurile de operații [11, 12].

Valoarea limitei inferioare u a diferenței $S-R$ este dată de relația [12]

$$u = -\bar{Z}/d_z = -(\bar{R} - \bar{S})/\sqrt{d_R^2 + d_S^2}. \qquad (1.11)$$

Mărimile ariilor repartițiilor normale, centrate, sînt tabelate în funcție de abscisa u (tabelul 1.8).

Metodica de proiectare constă în:

— se impune probabilitatea de defectare admisibilă (v. [10], experiența proiectantului etc.);

— din tabelul 1.8 se determină u;

— înlocuind în relația (1.11) se obține ecuația de determinare a variabilei problemei (dimensiune sau efort unitar).

*) Aria hașurată din partea negativă a abscisei reprezintă mărimea probabilității de detectare.

Tabelul 1.7

Media și abaterea medie pătratică, pentru diverse operații cu funcții aleatoare — repartiție normală [11, 12, etc.]

Funcția	Media $\bar{Z}$	Abaterea medie pătratică d
$Z = a$	a	0
$Z = aX$	$a\bar{x}$	ad_x
$Z = X + a$	$\bar{x} + a$	d_x
$Z = X \pm Y$	$\bar{x} \pm \bar{y}$	$\sqrt{d_x^2 + d_y^2}$
$Z = XY$	$\bar{x}\bar{y}$	$\sqrt{(\bar{x}d_y)^2 + \bar{y}d_x)^2}$
$Z = X/Y$	$\bar{x}/\bar{y}$	$\sqrt{\bar{x}^2 d_y^2 + \bar{y}^2 d_x^2}/\bar{y}^2$
$Z = X^2$	$\bar{x}^2 + d_x^2$	$\sqrt{4\bar{x}^2 d_x^2 + 2d_x^4}$
$Z = 1/X$	$1/\bar{x}$	$d_x/\bar{x}^2$

Tabelul 1.8

Determinarea valorilor u, în funcție de probabilitatea de defectare p_r [11, 12 etc.]

p_r	u
10^{-2}	2,326
10^{-3}	3,090
10^{-4}	3,719
10^{-5}	4,265
10^{-6}	4,753
10^{-7}	5,199
10^{-8}	5,610
10^{-9}	5,997

1.3. Stabilirea solicitărilor reale pentru calculul organelor de mașini

În construcția de mașini, practic, nu există solicitări statice, absolut toate solicitările pieselor fiind variabile în timp.

După cum s-a specificat, solicitările aleatorii trebuie reduse la solicitări periodice echivalente. O metodă pentru determinarea solicitării echivalente este prezentată în fig. 1.15 [16-18] și utilizează ca date de intrare semnalul aleator staționar — obținut din modelul matematic sau experimental — discretizat la intervale egale de timp Δt și curba Wöhler determinată experimental, pentru subansamble sau organe de mașini similare cu elementul studiat (v. și [25]). De asemenea, pot fi utilizați indicii de putere m, determinați experimental [16—18] (tabelul 1.9).

Tabelul 1.9

Valori experimentale ale indicelui de putere m [16—18]

Piesa cercetată experimental	Indicele de putere m
Arbori și osii	5,5
Roți dințate (numai încovoiere)	5,5—6,0
Carcase turnate din oțel	4,3—5,0
Grinzi pentru punți de autovehicule	5,0
Leviere de comandă cu capete articulate	4,2

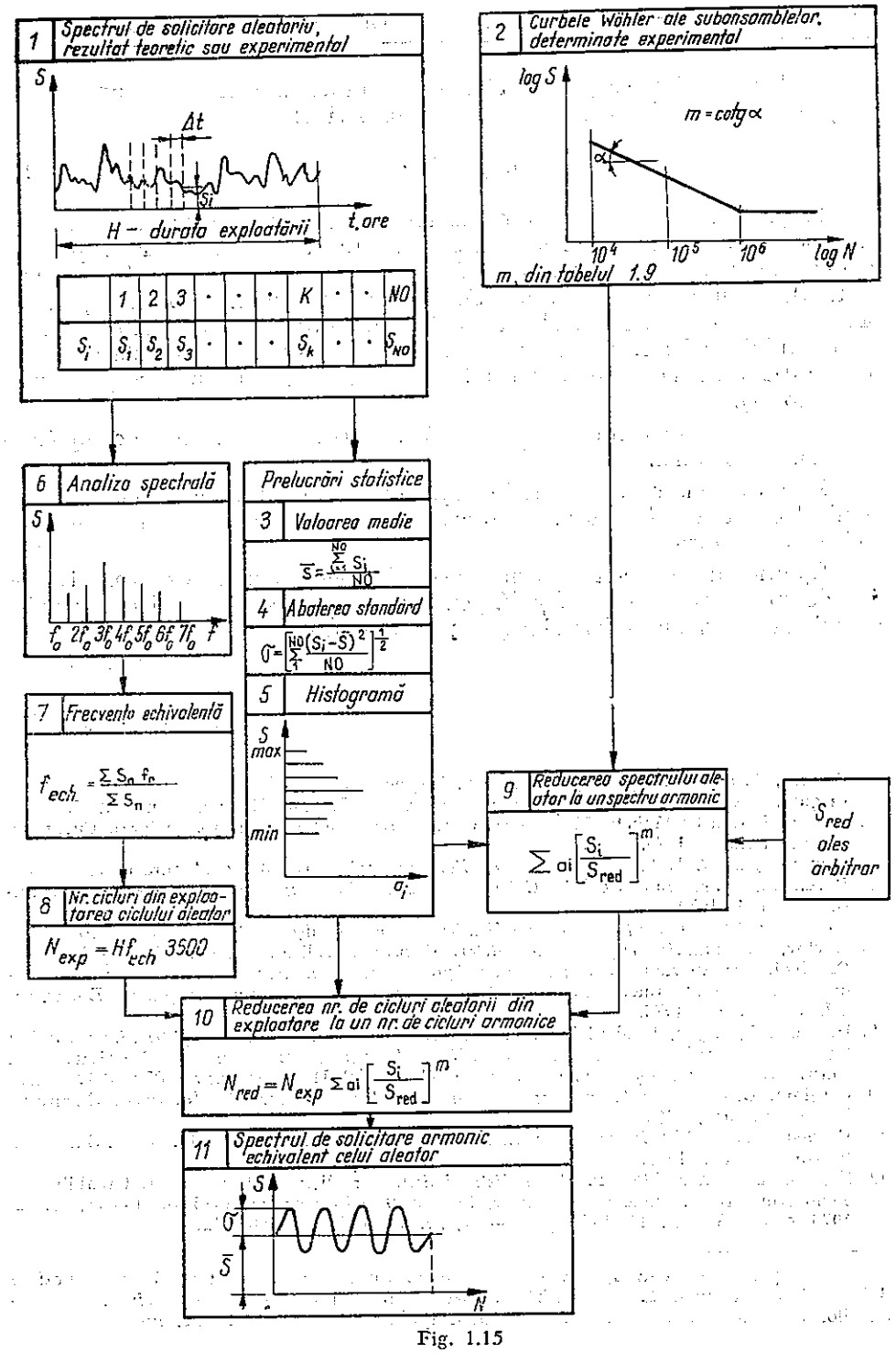

1 Spectrul de solicitare aleatoriu, rezultat teoretic sau experimental
S
Δt
Si
H – durata exploatării
t, ore
1 2 3 · · · K · · NO
Si S1 S2 S3 · · · Sk · · SNO
2 Curbele Wöhler ale subansamblelor, determinate experimental
log S
m = ctg α
10^4 10^5 10^6 log N
m, din tabelul 1.9
6 Analiza spectrală
f0 2f0 3f0 4f0 5f0 6f0 7f0 f
Prelucrări statistice
3 Valoarea medie
S̄ = Σ Si / NO
4 Abaterea standard
σ = [Σ (Si – S̄)^2 / NO]^1/2
5 Histogramă
Smax
Smin
σi
7 Frecvența echivalentă
fech = Σ Sn fn / Σ Sn
8 Nr. cicluri din exploatarea ciclului aleator
Nexp = Hfech 3500
9 Reducerea spectrului aleator la un spectru armonic
Σ αi [Si / Sred]^m
Sred ales arbitrar
10 Reducerea nr. de cicluri aleatorii din exploatare la un nr. de cicluri armonice
Nred = Nexp Σ αi [Si / Sred]^m
11 Spectrul de solicitare armonic echivalent celui aleator
S
σ
S̄
N

Fig. 1.15

Trebuie precizat că prin stabilirea pasului de timp Δt se impune o frecvență maximă a solicitării, care poate fi urmărită:

$$f_{max} = {}^1/_2 : \Delta t. \qquad (1.12)$$

Programul de calcul aferent metodei prezentate furnizează ca date intermediare: valoarea mediei (pct. 3, fig. 1.15), abaterea standard (pct. 4), analiza pe nivele — histograma și frecvențele relative atașate histogramei (pct. 5), analiza armonică (serii Fourier) a semnalului respectiv (pct. 6). Mărimea aleatorie este considerată periodică, cu o perioadă egală cu lățimea eșantionului analizat. Se echivalează, astfel, semnalul aleator staționar cu o evoluție armonică, de amplitudine și frecvență constante ($S_{rea} = \text{const}$, $f_{ech} = \text{const}$).

Frecvența echivalentă f_{ech} *) (pct. 7) este aceeași pentru toate componentele din histogramă.

Mărimea de ieșire N_{rea} (pct. 10) reprezintă numărul de cicluri de frecvență și nivel constant, S_{rea} putînd fi orice valoare la care se dorește reducerea solicitării aleatorii.

Eșantionul de solicitare armonic — echivalent celui aleator (pct. 1.1) — este definit de mărimile $\bar{S}$, d și N_{rea} cu care se pot efectua calculele obișnuite la solicitări variabile (oboseală) și de durabilitate.

Bibliografie

1. **Baturin, A. T.** ș.a. *Detali mașin.* Moscova, Mașinostroenie, 1970.
2. **Birgher, I. A.** ș.a. *Rasciot na procinosti detali mașin.* Moscova, Mașinostroenie, 1966.
3. **Borges, F. J.** și **Castánhetá, M.** *Siguranța structurilor* (traducere din lb. engleză). București, Editura tehnică, 1974.
4. **Buzdugan, Gh.** *Calculul de rezistență la solicitări variabile.* București, Editura tehnică, 1963.
5. **Buzdugan, Gh.** și **Blumenfeld, M.** *Calculul de rezistență al pieselor de mașini.* București, Editura tehnică, 1979.
6. **Cioclov, D.** *Rezistență și fiabilitate la solicitări variabile.* Timișoara, Editura Facla, 1975.
7. **Cioclov, D.** *Mecanica ruperii materialelor.* București, Editura Academiei, R.S.R., 1977.
8. **Drăghici, I.** și **Andrian, A.** *Coeficienți de siguranță, rezistențe admisibile* (§ 4.3). În: Manualul Inginerului Mecanic. Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976.
9. **Drăghici, I., Bejan, C.** și **Ciobotă, M.** *Generarea solicitărilor aleatoare distribuite normal și lognormal, în modelarea calculului probabilistic al organelor de mașini.* În: Creativitatea în construcția, fabricarea și exploatarea automobilelor, Vol. II, Pitești, nov., 1979, p. 427—432.
10. **Drujinin, G. V.** *Siguranța în funcționare a sistemelor* (traducere din lb. rusă). București, Editura tehnică, 1968.
11. **Gnedenco, B. V.** *Metode matematice în teoria siguranței* (traducere din lb. rusă). București, Editura tehnică, 1968.
12. **Haugen, E.** și **Wirsching, P.** *Probabilistic design.* A realistic look at risk and reability in engineering. În: Machine Design, nr. 9, 1975, p. 98—104; nr. 11, 1975, p. 80—85; nr. 12, 1975, p. 83—87; nr. 13, 1975, p. 54—58; nr. 14, 1975, p. 108—112.

*) Se poate considera f_{ech} ca fiind coordonata centrului de greutate al unei suprafețe definite de axa frecvențelor și o curbă care trece prin extremitățile valorilor eficace ale solicitărilor rezultate din analiza armonică, fiind limitată de frecvențele extreme.

13. **Kogaev, V. T.** *Rasciot detalei mașin veroiatnostnimi metodami na ustalost pri sluciainom nagrujenii.* În: Detalii mașin. Sbornik naucino-metodiceskih statei. Moscova, Vișaia Școla, 1975, p. 9—14.
14. **Orlov, P.** *Fundamentals of Machine Design.* Vol. I. Moscow, Mir Publishers, 1976.
15. **Peterson, R. E.** *Stress concentration design factors.* Londra, John Wiley & Sons Chapman and Hall, 1953.
16. **Petrescu, N.** *Metodă pentru măsurarea eforturilor în transmisiile mașinilor terasiere, în regim tranzitoriu.* În: Construcția de mașini, nr. 6, 1975, p. 290—293.
17. **Petrescu, N.** ș.a. *Metode pentru culegerea și prelucrarea datelor, în vederea determinării regimului simulativ de încercare la oboseală a cîtorva subansamble de autovehicule.* În: Construcția de mașini, nr. 5, 1978, p. 245—249.
18. **Petrescu, N.** ș.a. *Stabilirea regimului de încercare simulativă a pompelor hidraulice.* În: Construcția de mașini, nr. 5, 1978, p. 249—252.
19. **Petrescu, N.** *Calculul de rezistență probabilistic pentru piese solicitate în spectre aleatorii.* În: A șaptea sesiune de comunicări tehnico-științifice, C.C.S.I.T.T. — Brașov, nov. 1979, p. 100—104.
20. **Savin, G. N.** și **Tulchiy, V. I.** *Spravocinik po kontentrații napriajenii.* Kiev, Vișcia Școla, 1976.
21. **Serensen, S. V.** ș.a. *Nesușcia sposobnost i rascioti detalei mașin na procinosti.* Moscova, Mașghiz, 1963.
22. **Sors, L.** *Fatigue Design of Machine Components.* Oxford, New-York, Toronto, Sydney Braunschweig, Pergamon Press, 1971.
23. *Fatigue Design Handbook.* Volume 4, SAE 1968.
24. *Obșcie voprosi uskorennih ispitanii po otenke nadejnosti i dolgovecinosti traktornih dvigatelei,* Moscova, NATI, 1970.
25. *Manualul inginerului mecanic.* Materiale. Rezistența materialelor. Stabilitate elastică. Vibrații. București, Editura tehnică, 1973.

2. Asamblări și transmisii prin șuruburi

Notații

a — coeficient de rezemare, care depinde de modul de fixare și dispunere a reazemelor șurubului cu bile;
A — aria secțiunii șurubului de mișcare;
A_{pc} — aria cilindrului înlocuitor în cazul pieselor strînse;
A_{sp} — aria suprafeței de separație în cazul asamblării cu șuruburi de fixare;
A_s, A_p — aria secțiunii transversale (secțiunea convențională a miezului) a șurubului, respectiv aria secțiunii transversale a pieselor (care participă la preluarea sarcinii);
c, c_a — coeficienți de siguranță;
c_f, c_{af} — coeficient de siguranță la flambaj, respectiv admisibil;
C, C_0 — capacitatea de încărcare dinamică, respectiv statică, la șuruburile cu bile;
C_{nec} — capacitatea necesară de încărcare dinamică;
d_0 — diametrul găurii de ungere din cupă, respectiv din capul șurubului de la presă; diametrul alezajului în care se introduce șurubul de fixare;
d, d_2, d_1 — diametrele exterior, mediu și interior ale filetului;
d_3 — diametrul interior al filetelor cu profil trapezoidal și ferăstrău;
d_4 — diametrul capului șurubului, pe care se montează cupa în cazul cricurilor, respectiv traversa mobilă în cazul preselor;
d_c — diametrul profilului de bază al căii de rulare, la șuruburile cu bile;
d_b — diametrul bilelor;
d_m — diametrul mediu al filetului la șuruburile cu bile;
d_{rul} — diametrul alezajului inelului interior al rulmentului;
d_r — diametrul reazemului la șuruburile de mișcare;
d_s — diametrul știftului care solidarizează cupa cu șurubul; diametrul minim al șurubului la șuruburile cu bile;
d_t — diametrul tijei nefiletate în general sau la șuruburile de fixare elastice;
D, D_1 — diametrul exterior al filetului piuliței (pentru filetul pătrat și ferăstrău), respectiv interior;
D_0 — diametrul interior al șuruburilor de mișcare tubulare;
D_4 — diametrul exterior al filetului piuliței pentru filetul trapezoidal;
D_e — diametrul exterior al piuliței fixe;
D_c — diametrul cilindrului înlocuitor la piesele strînse;
D_m, R_m — diametrul mediu, respectiv raza medie a suprafeței de contact dintre piuliță și piesele strînse sau dintre capul șurubului și cupă;
D_p — diametrul exterior al pieselor strînse (bucșelor sau plăcilor);
e_s, e_p — elasticitatea șurubului, respectiv a pieselor strînse;
e_{sc}, e_{sp} — elasticitatea capului șurubului, respectiv a spirelor filetului piuliței;
E_s, E_p — modulul de elasticitate al șurubului, respectiv al pieselor strînse;
F, F_A — forța exterioară, respectiv forța axială exterioară;
F_0, F_{01}, F_0' — forța de prestrîngere inițială, pe un șurub, respectiv remanentă;
F_c — sarcina de calcul la șuruburile de mișcare;
F_{cf} — forța critică de flambaj;
$F_{i\ldots k}$, $q_{i\ldots k}$ — sarcina și procentul de acționare al sarcinii respective în ciclul de funcționare i;
F_m — sarcina medie la șuruburile cu bile, pentru mașinile-unelte la care apar cicluri variabile de solicitare;
F_{max} — sarcina maximă care solicită mecanismul șurub-piuliță, sau cupla șurub-piuliță, cu bile;
h — grosimea spirei pe diametrul d_1;
H — cursa activă (de lucru) a șurubului de mișcare;
H_1 — înălțimea activă a filetului;
i, i' — numărul suprafețelor de frecare, respectiv numărul de începuturi;
i_m — raportul de transmitere al cuplei șurub-piuliță cu bile;

k_m — coeficient care ține seama de neuniformitatea repartizării sarcinii pe spire;
j, j_{ax} — jocul axial la cuplele nereglabile, respectiv la cuplele reglabile, cu pretensionare, la schimbarea sensului de mers ($j_{ax} = 0$);
l, l_f — lungimea activă (de lucru) a șurubului, respectiv lungimea de flambaj;
l_{ech} — lungimea echivalentă la un șurub cu filetul pe întreaga lungime (ca la un șurub obișnuit);
l_r — lungimea din reazem la șuruburile de mișcare;
$l_{p\,min}$ — grosimea plăcii (piesei) celei mai subțiri;
l' — excentricitatea amplasării șuruburilor;
l_s, l_p — lungimea șurubului, respectiv a pieselor strînse;
l_p' — lungimea piuliței la șuruburile de mișcare și la șuruburile cu bile;
L_h — durata de funcționare la șuruburile cu bile;
L_{conv} — durabilitatea convențională, la șuruburile cu bile;
m — înălțimea cupei;
M_{fr} — momentul de frecare (pivotare) la șuruburile de mișcare; momentul de frecare în cupla șurub-piuliță, cu bile;
$M_{înș}$ — momentul de înșurubare;
M_{f1}, M_{f1}' — momentul de frecare din cuplă, respectiv din vîrful șurubului;
$M_{t\,max}$ — momentul de torsiune maxim;
K_T, K_L — coeficienți de corecție, în funcție de temperatura de regim, pentru capacitatea dinamică de încărcare și, respectiv, durabilitatea, la șuruburile cu bile;
n_i, n_m — turația în ciclul i de funcționare, respectiv turație medie, la șuruburile cu bile;
n_{cd} — numărul de curse duble la șuruburile cu bile;
n_{cr} — turația critică corespunzătoare pulsației proprii a șurubului cu bile;
p — pasul filetului;
p_a — presiunea admisibilă a peliculei de lubrifiant;
p_{ef} — presiunea efectivă din pelicula de lubrifiant;
P_{nec} — puterea necesară de acționare la șuruburile cu bile;
r_{im} — raza de inerție a suprafeței de separație A_{sp}; raza de inerție a secțiunii transversale a șurubului de mișcare;
Q_n — forța normală capabilă pe o bilă;
t_2 — înălțimea efectivă de contact a spirei filetului pătrat;
v, v_a — viteza liniară [mm/min], respectiv viteza de avans [mm/rot], la șuruburile cu bile;
z — numărul de spire al piuliței; numărul de bile active pe o spiră la șuruburile cu bile;
z_s — numărul spirelor active la piulița de la șuruburile cu bile;
α, β_m — unghiul filetului, respectiv unghiul mediu de înclinare a spirei; unghiul elicei de rulare, corespunzător centrelor bilelor;
β, β_k — coeficientul de siguranță la alunecarea reciprocă a tablelor sau coeficientul care ține seama de solicitarea de torsiune, respectiv coeficientul efectiv de concentrare;
ε, γ — factorul dimensional, respectiv coeficientul de calitate a suprafeței sau unghiul punctului de contact (la șuruburile cu bile);
μ_{rul} — coeficientul global de frecare în rulment;
$\Delta l_{max}/l$ — abaterea maximă admisibilă a deplasării liniare, la șuruburile cu bile;
Δp, Δp_a — deformația axială pe lungimea unui pas, respectiv admisibilă, la șuruburile de mișcare;
$\Sigma\Delta p/l$ — eroarea cumulată de pas pe lungimea l la șuruburile cu bile;
λ, λ_0 — coeficientul de zvelteță, respectiv coeficientul critic, care delimitează domeniul de valabilitate al relației lui Euler;
χ — coeficientul de rigiditate a asamblării;
σ_a, σ_m — amplitudinea, respectiv efortul unitar mediu al ciclului variabil de solicitare;
σ_{as} — rezistența admisibilă la solicitarea de strivire;
σ_{ech} — efortul unitar echivalent;
σ_f — efortul unitar efectiv, critic, de flambaj;
$\sigma_{k\,max}$, σ_{ak} — efortul unitar maxim (la mijlocul suprafeței de contact), respectiv rezistența admisibilă, la șuruburile cu bile;
σ_{pr} — efortul unitar de prestrîngere;
τ_{af} — rezistența admisibilă la solicitarea de forfecare;
φ, φ' — unghiul de frecare, respectiv unghiul de frecare redus;
φ_r — unghiul de frecare de rostogolire.

Asamblările prin şuruburi au o largă întrebuinţare în construcţia de maşini. Se explică aceasta prin faptul că: sînt uşor montabile şi demontabile şi sînt sigure în exploatare; elementele componente (şurubul, piuliţa etc.) se execută într-o nomenclatură foarte variată, ceea ce permite adaptarea lor cu uşurinţă la orice condiţii şi au cost scăzut, ca urmare a execuţiei acestora în producţie de masă, datorită folosirii pe scară largă a standardizării.

Mecanismele şurub-piuliţă sînt utilizate — în construcţia aparatelor de ridicat (cricuri), a preselor cu şurub, menghinelor şi a dispozitivelor de avans de la unele maşini-unelte pentru transformarea mişcării de rotaţie în mişcare de translaţie, şi, desigur, pentru transmiterea sarcinilor.

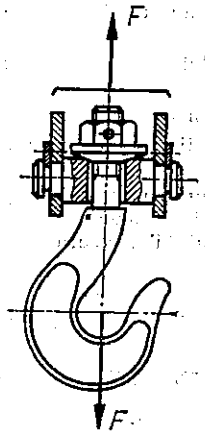
Transmisiile şurub-piuliţă utilizînd ca element intermediar corpuri de rostogolire se aplică, pe scară largă, în industria actuală a construcţiei de avioane, automobile, maşini-unelte, maşini de ridicat etc.

2.1. Şuruburi de fixare

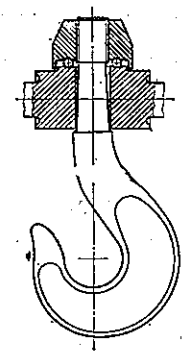
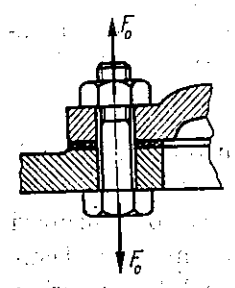
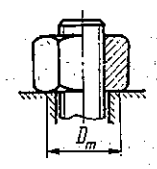
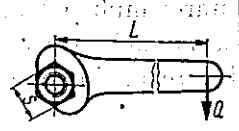
Asamblările prin şuruburi — solicitate static — se calculează în funcţie de modul de acţionare a sarcinii exterioare în raport cu axa şurubului, relaţiile şi recomandările necesare fiind date în tabelul 2.1.

Tabelul 2.1

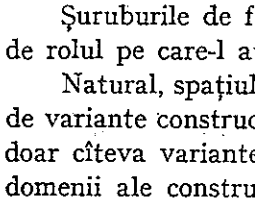
Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul şuruburilor de fixare, solicitate static [8 — 10, 32]

Tipul asamblării Schema de solicitare	Relaţiile şi metodica de calcul	Recomandări. Rezistenţe admisibile
Şuruburi montate fără prestrîngere 	$d_1 = \sqrt{4F/\pi\sigma_{at}}$. Se alege — din STAS — diametrul d_1 cel mai apropiat, imediat superior	$\sigma_{at} \leqslant 0{,}8\ \sigma_{02}$, σ_{02}, v. tabelul A.2—1 $\tau_r = (0{,}6 \ldots 0{,}7)\ \sigma_r$ (pentru oţel);

Tabelul 2.1 (continuare)

Tipul asamblării Schema de solicitare	Relaţiile şi metodica de calcul	Recomandări. Rezistenţe admisibile
	Se efectuează verificarea rezistenţei spirelor filetului — la forfecare — în următoarele cazuri [8—10, 32]: — număr mic de spire; — diferenţă însemnată între rezistenţa materialelor şurubului şi piuliţei; — pentru filete cu $d/p > 10 \ldots 12$, cu relaţia $F = \pi d_1 h z k_m \tau_{r1,2}$, sau $z = F/\pi d_1 h k_m \tau_{r1,2} \leqslant 10$	$\tau_r = (0{,}65 \ldots 0{,}75)\ \sigma_r$ (pentru aliaje cu Mg); $\tau_r = (0{,}75 \ldots 0{,}85)\ \sigma_r$ (pentru aliaje cu Al şi titan); σ_r, v. tabelul A.2—1; Pentru asamblări din oţel: $k_m = 5p/d$, pentru $d/p < 9$; $k_m = 0{,}56$, pentru $d/p > 9$. Pentru prezoane din oţel şi carcase din aliaje de aluminiu: $k_m = 6\ p/d$, pentru $d/p < 8$; $k_m = 0{,}75$, pentru $d/p > 8$
Şuruburi montate cu prestrîngere, nesolicitate de sarcini exterioare *) 	Se dimensionează şuruburile, luînd în considerare şi solicitarea suplimentară de torsiune, care apare la montaj: $d_1 = \sqrt{4 \cdot 1{,}3 F_{01}/\pi\sigma_{at}}$, sau se alege, constructiv, diametrul şuruburilor, verificîndu-se: $\sigma_t = 4 \cdot 1{,}3\ F_{01}/\pi d_1^2 \leqslant \sigma_{at}$	$\sigma_{at} \approx 0{,}6\ \sigma_{02}$, σ_{02}, v. tabelul A. 2—1, $F_{01} = (0{,}4 \ldots 0{,}6)\ \sigma_{02} \pi d_1^2/4$, pentru oţeluri aliate; $F_{01} = (0{,}6 \ldots 0{,}7) \sigma_{02} \pi d_1^2/4$, pentru oţeluri carbon
	Momentul necesar pentru strîngerea şurubului (piuliţei): $M_{tot} = F_0[d_2 \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi')/2 + \mu_1 D_m/2]$.	
	Forţa care trebuie aplicată la cheia normală $Q = M_{tot}/L$.	$L = (12 \ldots 20)\ d$

Tabelul 2.1 (continuare)

Tipul asamblării. Schema de solicitare	Relații și metodica de calcul	Recomandări. Rezistențe admisibile
Șuruburi montate cu joc, solicitate de sarcini transversale 	Se determină $F_{01} = \beta P/\mu i,$ sau, luînd în considerare și solicitarea suplimentară de răsucire care apare la montaj, $d_1 \geq \sqrt{4 \cdot 1{,}3 F_{01}/\pi\sigma_{at}}$	$\beta = 1{,}5 \ldots 2;$ $\mu = 0{,}1 \ldots 0{,}15$, suprafețe prelucrate; $\mu = 0{,}2 \ldots 0{,}25$, suprafețe neprelucrate; $\mu = 0{,}06$, peliculă de lubrifiant; $\sigma_{at} \approx 0{,}6\ \sigma_{02},$ σ_{02}, v. tabelul A. 2—1
Șuruburi montate fără joc (păsuite), solicitate de sarcini transversale 	Se determină $P \leq \pi d_t^2 n \tau_{af}/4;$ $d_t \geq \sqrt{4P/\pi n\, \tau_{af}}.$ Se verifică $\sigma_s = P/l_2 d_t \leq \sigma_{as};$ $\sigma_s = P/l_1 d_t \leq \sigma_{as}.$	$\tau_{af} = 0{,}4\, \sigma_{02};$ $\sigma_{as} = (0{,}3 \ldots 0{,}4)\sigma_{02},$ σ_{02}, v. tabelul A. 2—1

*) Se utilizează, de exemplu, la asamblarea carcaselor reductoarelor, a capacelor recipientelor de joasă presiune, la fixarea pompei de ulei de carterul motorului cu ardere internă etc.

Metodica de calcul al șuruburilor de fixare montate cu prestrîngere inițială — asupra cărora acționează și forța de exploatare F sau F_A — este prezentată în tabelul 2.2, schema logică pentru calculul acestor șuruburi fiind dată în fig. 2.1. Relațiile și recomandările pentru determinarea elasticității șuruburilor și a pieselor strînse — necesare pentru calculul șuruburilor montate cu prestrîngere — sînt indicate în tabelul 2.3.

Asamblările prin șuruburi solicitate de sarcini variabile se montează cu prestrîngere, calculul acestora efectuîndu-se după metodica indicată în tabelul 2.2.

Șuruburile de fixare au forme constructive foarte variate, determinate de rolul pe care-l au de îndeplinit, precum și de condițiile de montare.

Natural, spațiul actualului îndrumar nu permite prezentarea multitudinii de variante constructive de șuruburi de fixare; în cele ce urmează se vor da doar cîteva variante speciale, precum și exemple de utilizare în diferitele domenii ale construcției de mașini.

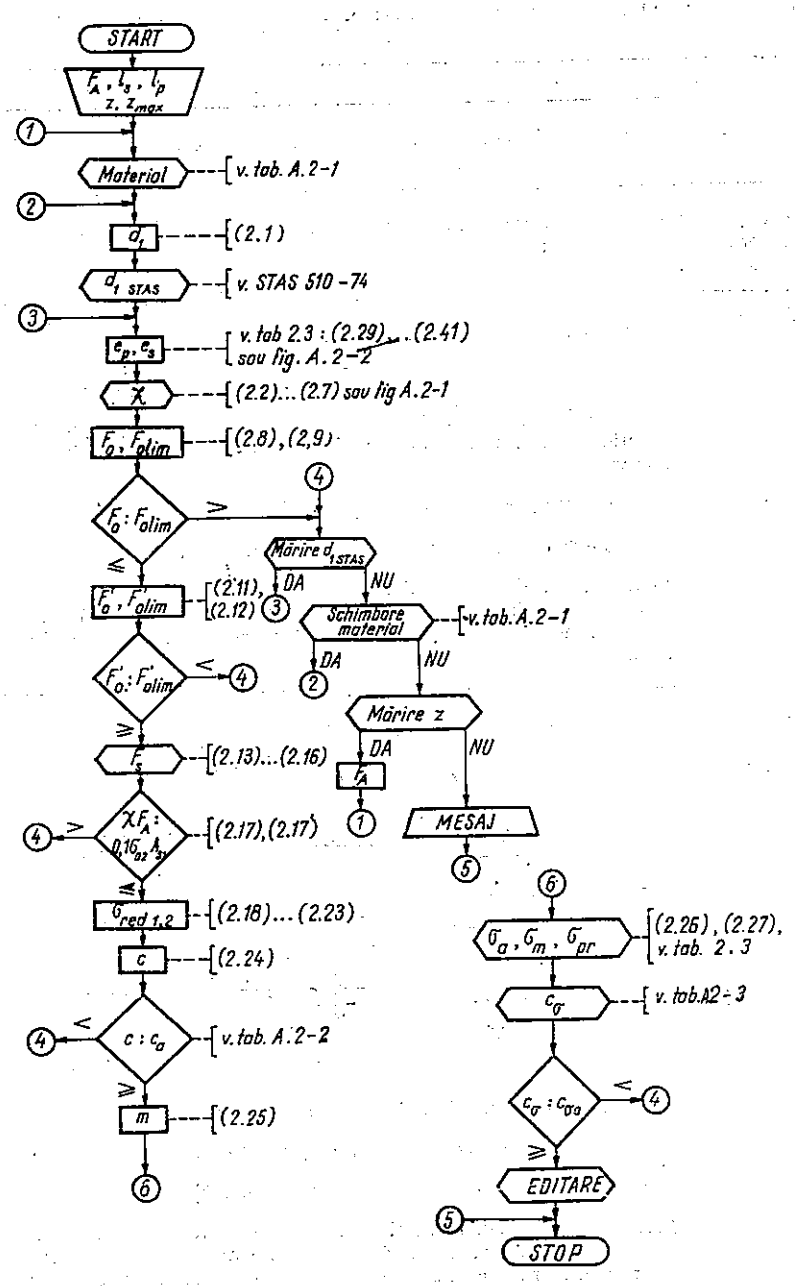
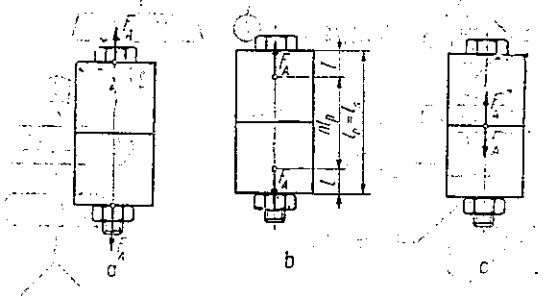


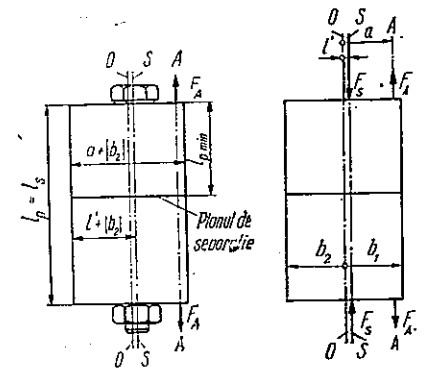
Fig. 2.1. Schema logică a calculului șuruburilor de fixare montate cu prestrîngere.

Tabelul 2.2

Metodica de calcul a șuruburilor de fixare-montate cu prestrîngere-solicitate axial*) [9, 10, 32, 34]

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări. Valori admisibile.
Numărul de șuruburi	În funcție de construcția ansamblului respectiv și de posibilitățile de montare
Forța care acționează asupra unui șurub F_A	Se determină forța exterioară care acționează asupra celui mai solicitat șurub din asamblare
Diametrul interior al filetului d_1	Se predimensionează șurubul cu relațiile: $d_1 = \sqrt{4 \cdot 1{,}3 F_s/\pi\sigma_{at}}$**) sau $d_1 = \sqrt{4F_s/\pi\sigma_{at}}$, (2.1) alegîndu-se, în prealabil, materialul și tratamentul termic necesar, în funcție de scopul și caracterul asamblării, precum și tehnologia de prelucrare; $\sigma_{at} \approx 0{,}6\,\sigma_{02}$; pentru σ_{02}, v. tabelul A. 2—1; $\sigma_{at} \approx 0{,}3\,\sigma_{02}$, pentru cazul solicitărilor oscilante. Se alege, din STAS, filetul standardizat. F_s se prelimineză conform indicațiilor din acest tabel, urmînd — ca după dimensionare — să se recalculeze coeficientul de rigiditate χ al asamblării
Coeficientul de rigiditate al asamblării χ	$\chi = e_p/(e_s + e_p)$, e_s și e_p, conform tabelului 2.3. (2.2)  a b c În funcție de planul de aplicare al forței (schema *b*): $\chi_n = n\chi = ne_p/(e_p + e_s)$; $(0 < n \leqslant 1')$ (2.3) cu $n = 1 - 2l/l_p$ (v. schema *b*). (2.4) *Observație.* Schemele *b* și *c* sînt cazuri posibile teoretic. În cele mai simple cazuri de asamblare centrică și solicitare axială centrică (schema *b*) se poate considera $n = 1/2$. Cînd nu este posibilă sau necesară aprecierea planului de aplicare a solicitării exterioare, se poate considera orientativ $n = 1/2$.

Tabelul 2.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări. Valori admisibile.
	 În cazul șuruburilor amplasate excentric și solicitate excentric — în afara prestrîngerii F_0 — coeficientul de rigiditate devine $\chi' = e_p''/(e_s + e_p'')$, (2.5) e_s, e_p' și e_p'', conform tabelului 2.3. În funcție de planul de aplicare al forței, se obține $\chi'' = ne_p''/(e_s + e_p'')$. (2.6) În cazul în care șurubul și piesele strînse funcționează la temperaturi diferite (încălzite neuniform) sau cînd temperatura de regim este aceeași, dar materialele sînt diferite $\chi_t = e_{pt}/(e_{st} + e_{pt})$, (2.7) e_{pt} și e_{st}, conform tabelului 2.3.
Forța de prestrîngere inițială F_0	$F_0 = (1 - \chi)\,F_A$, (2.8) χ, se calculează sau se alege din fig. A.2—1. *Se verifică:* $F_0 \leqslant F_{0\,lim}$; (2.9) $F_{0\,lim} \approx (0{,}4 \ldots 0{,}6)\,\sigma_{02}\pi d_1^2/4$, pentru oțeluri aliate; $F_{0\,lim} \approx (0{,}6 \ldots 0{,}7)\,\sigma_{02}\pi d_1^2/4$, pentru oțeluri carbon. În cazul șuruburilor solicitate excentric se recomandă pentru evitarea desprinderii pieselor strînse. $F_{0\,min} = \dfrac{(a - l')\,b_{1,2}}{r_{lm}^2 + l'b_{1,2}}$. (2.10)

Tabelul 2.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări. Valori admisibile
Forţa de prestrîngere remanentă F_0'	$F_0' = F_0 - (1 - \chi) F_A$ (2.11) Se verifică condiţia de etanşeitate: $F_0' > F_{0\,min}'$; $F_{0\,min}' = (0{,}25 \ldots 0{,}5) F_A$ (2.12)
Forţa totală pe şurub F_s	$F_s = F_0 + \chi F_A$. (2.13) Sub influenţa temperaturii diferite de funcţionare a şurubului şi pieselor strînse sau a materialelor diferite; $F_{st} = F_0 + \chi_t F_A$. (2.14) În cazul şuruburilor amplasate excentric şi/sau solicitate excentric $F_s = F_0 + \chi' F_A$, (2.15) sau în funcţie de planul de aplicare al forţei exterioare $F_s = F_0 + \chi'' F_A$ sau $F_s = F_0 + \chi_n F_A$. (2.16) Forţa maximă admisibilă pentru un şurub nu se depăşeşte dacă $\chi F_A \leqslant 0{,}1\,\sigma_{02} A_s$, pentru şuruburile obişnuite (2.17) sau $\chi F_A \leqslant 0{,}1\,\sigma_{02} A_T$; $A_T = \pi d_t^2/4$ (2.17')
Efortul unitar de tracţiune σ_t	În tija filetată $\sigma_{t1} = 4F_s/\pi d_1^2$; în tija nefiletată, numai dacă $d_t \leqslant d_1$: $\sigma_{t2} = 4F_s/\pi d_t^2$. (2.18) În cazul şuruburilor solicitate excentric, se obţine [34] $\sigma_{tot} = \left[1 + (1/\chi_n - l'/a)\,\frac{l_p}{l_{ech}} \cdot \frac{E_s}{E_p} \cdot \frac{a\pi d_3^3}{8A_{sp} r_{im}^2}\right] \chi_n F_A/A_s'$, (2.19) cu: l_{ech} — lungimea echivalentă la un şurub cu filetul pe întreaga lungime (ca la un şurub obişnuit) şi $A_s' = \pi d_2^2/4$.
Momentul de răsucire M_{t1}	$M_{t1} = F_0 d_2 \operatorname{tg}(\beta_m + \varphi')/2$. (2.20) La şuruburile la care se produce frecare pe suprafaţa de sprijin a vîrfului şurubului $M_{t1}' = \mu_1 d'/3$, (2.20') d' — diametrul vîrfului; μ_1 — coeficientul de frecare dintre vîrful şurubului şi piesă

Tabelul 2.2 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări. Valori admisibile
Efortul unitar de răsucire τ_t	În tija filetată $\tau_{t1} = M_{t1}/0{,}2d_1^3$; în tija nefiletată: $\tau_{t2} = M_{t1}/0{,}2d_t^3$ (2.21)
Efortul unitar redus σ_{red}	$\sigma_{red\,1,2} = \sqrt{\sigma_{t\,1,2}^2 + 3\tau_{t\,1,2}^2}$, (2.22) sau în cazul şuruburilor amplasate excentric şi/sau solicitate excentric $\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{tot}^2 + 3\tau_{t\,1,2}^2}$. (2.23)
Coeficientul de siguranţă în raport cu limita de curgere c	Tija filetată: $c = 1{,}15\,\sigma_{02}/\sigma_{red\,1}$; tija nefiletată: $c = \sigma_{02}/\sigma_{red\,2}$ (2.24) valorile obţinute comparîndu-se cu valorile indicate în tabelul A.2—2
Înălţimea piuliţei m	$m = zp$ În general, conform STAS, $m = 0{,}8\ d$ (2.25)
Rezistenţa spirelor filetului	Se verifică numai în cazul piuliţelor scurte, al piuliţelor executate din materiale cu rezistenţă redusă sau în cazul asamblării tuburilor
Amplitudinea σ_a şi efortul unitar mediu σ_m al ciclului de solicitare ***)	$\sigma_a = \chi F_A/2A_s$; $\sigma_m = \sigma_{pr} + \sigma_a$ (2.26) cu $\sigma_{pr} = F_0/A_s$; (2.27) A_s, din tabelul 2.3
Coeficientul de siguranţă la oboseală c_σ	Se determină numai pentru solicitările normale, cu una din relaţiile indicate în tabelul A.2—3 şi se compară cu $c_{\sigma a} = 1{,}5 \ldots 2{,}5$ (2.28)

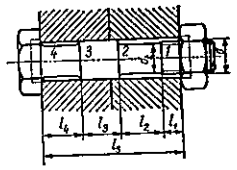
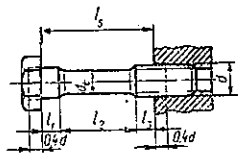
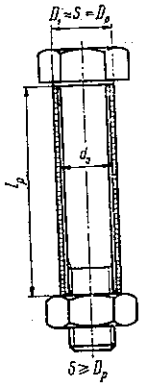
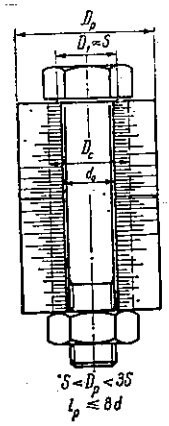
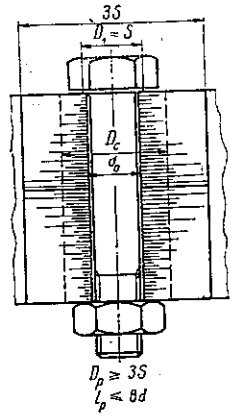
*) Asupra acestor şuruburi acţionează şi o forţă de exploatare F_A; se utilizează la asamblarea capacelor de la biele, la chiulasele motoarelor cu ardere internă, la capacele recipientelor de înaltă presiune, la flanşele conductelor cu presiune înaltă etc.

**) Se foloseşte numai în cazul în care şuruburile se strîng şi sub sarcină.

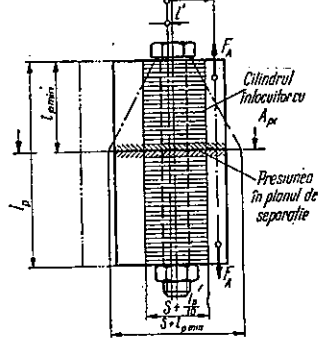
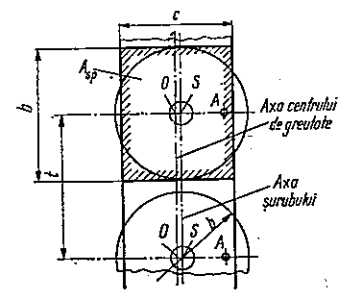
***) În practică, cel mai frecvent caz îl constituie variaţia forţei exterioare după un ciclu pulsator.

Tabelul 2.3

Relațiile și recomandările necesare pentru determinarea elasticității șuruburilor și a pieselor strînse [9, 10, 32, 34]

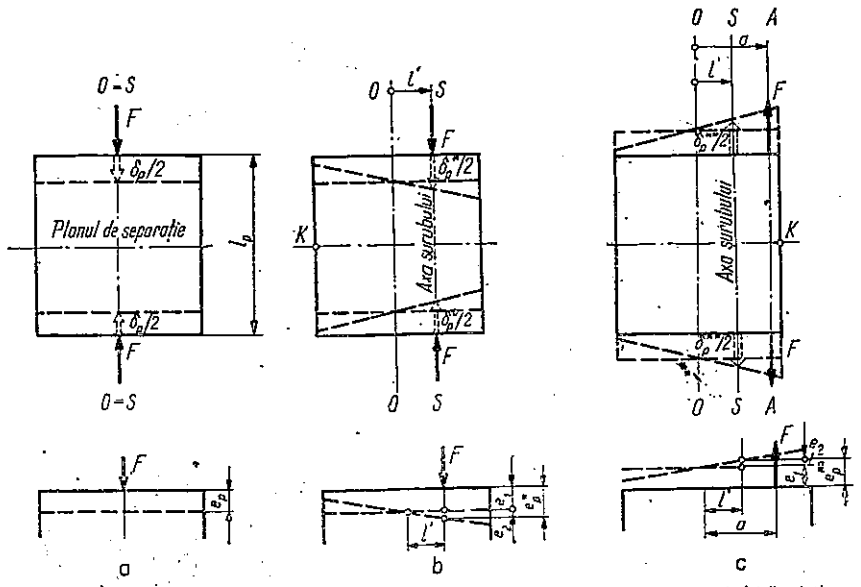
Tipul șurubului, al pieselor strînse sau cazul de solicitare	Relațiile de calcul. Recomandări
Elasticitatea șurubului	
	
Șurub cu secțiune constantă	$e_s = l_s/E_sA_s + e_{sc} + e_{sp}$; (2.29)
	cu: $e_{sc} \approx e_{sp} = 0{,}4\,d/E_sA_{s1}$;
Șurub cu secțiune variabilă (v. schemele din tabel)	$A_{s1} = \pi d^2/4$; $A_s = \frac{\pi}{4}\left(\frac{d_2 + d_1}{2}\right)^2$ (2.30)
Influența temperaturii de funcționare	$e_{s\Sigma} = e_1 + e_2 + \ldots + e_{sc} + e_{sp}$; (2.31)
	$e_{st} = l_s/E_{st}A_s$ (2.32)
Elasticitatea pieselor strînse	
Solicitare centrică	
	 
	Pentru piesele cu $D_p \leqslant S$,
	$A_p = \pi(D_p^2 - d_0^2)/4$. (2.33)
	Pentru bucșele cu $S < D_p < 3S$,
	$A_{pc} = \pi(S^2 - d_0^2)/4 + \pi(D_p/S - 1)\,(Sl_p/5 + l_p^2/100)/8$ (2.34)
	Pentru plăci cu $D_p > 3S$
	$A_{pc} = \pi[(S + l_p/10)^2 - d_0^2]/4$. (2.35)

Tabelul 2.3 (continuare)

Tipul șurubului, al pieselor strînse sau cazul de solicitare.	Relațiile de calcul. Recomandări
Elasticitatea pieselor strînse	
	$e_p = l_p/A_{pc}E_p$ (2.36)
	pentru anumite cazuri se poate determina din nomograma din fig. A2—2; pentru alte rapoarte se pot interpola valorile intermediare.
	Observație. În cazul tablelor subțiri, se recomandă determinarea experimentată a elasticității e_p.
Amplasare excentrică a asamblării filetate	
 	A_{pc}, se determină cu relația (2.35) (2.35)
	Observație. Ipotezele admise pentru calculul elasticității și a deformațiilor elastice a pieselor strînse sînt valabile numai pentru cazul cilindrilor înlocuitori ale căror diametre nu depășesc $S + l_{p\,min}$ [34].
	În cazul mai multor șuruburi [34]:
	$b = S + l_{p\,min}$, pentru $t \geqslant (S + l_{p\,min})$; $b = t$, pentru $t \leqslant S + l_{p\,min}$. (2.37)
	Notă. Utilizînd A_{sp} — care poate fi calculată ca un dreptunghi, minus alezajul șurubului — se neglijează rigiditatea la încovoiere a șurubului.

Tabelul 2.3 (continuare)

Tipul şurubului, al pieselor strînse sau cazul de solicitare	Relaţiile de calcul. Recomandări
Amplasări diferite şi solicitări diferite	



Amplasare centrică, solicitare centrică — *Amplasare excentrică, solicitare excentrică pe axa şurubului* — *Amplasare excentrică, solicitarea nefiind în axa şurubului*

Schema *a*

$$e_p = \frac{l_p}{E_p A_p}; \qquad (2.38)$$

Schema *b*

$$e_p^* = e_p\left(1 + \frac{l'^2}{r_i^2 m A_{sp}/A_{pc}}\right); \qquad (2.39)$$

Schema *c*

$$e_p^{**} = e_p\left(1 + \frac{al'}{r_i^2 m A_{sp}/A_{pc}}\right); \qquad (2.40)$$

Observaţie. Distanţa l' va fi introdusă cu semnul (+) cînd axa şurubului $S - S$ şi linia de acţiune a solicitării $A - A$ se află pe aceeaşi parte şi cu semnul (−) cînd se află dispuse diferit faţă de axa centrului de greutate $O-O$

Influenţa temperaturii de funcţionare

$$e_{pt} = l_p/E_{pt}A_p \qquad (2.41)$$

Pentru realizarea de filete cu rezistenţă mulţumitoare — în aliaje neferoase şi în materialele plastice — se utilizează asamblările filetate cu garnituri elicoidale de tip *Heli-Coil* (fig. 2.2 şi 2.3 şi tabelele 2.4 şi 2.5), executate din sîrmă inoxidabilă rombică, cu duritate mare, sub forma unui arc elicoidal [8, 9, 39].

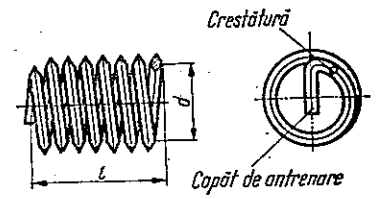


Fig. 2.2. Garnitură elicoidală tip *HELI-COIL* [39].

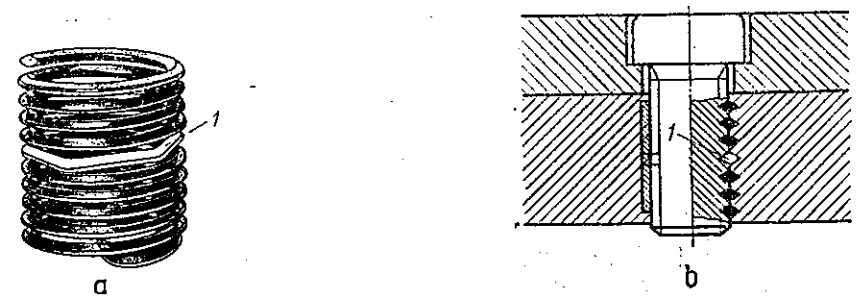


Fig. 2.3. Garnitură *HELI-COIL* cu spiră poligonală elastică de asigurare [39]:
a — vedere generală a garniturii; *b* — secţiune printr-o asamblare cu garnitură respectivă; *1* — spira poligonală elastică.

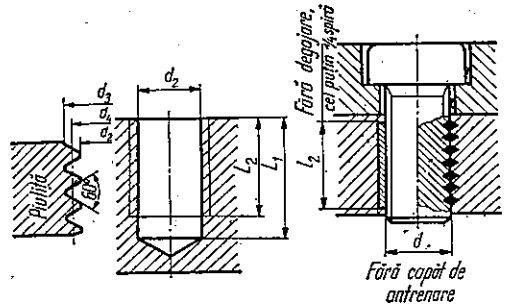
Tabelul 2.4

Dimensiunile principale ale garniturilor elicoidale tip HELI-COIL [39] (v. fig. 2.2)

Tipul filetului	Dimensiunile mm				
	Diametrul nominal, d	Lungimi normale			
Metric, conform DIN 13	M3 ... M11	1d	1,5d	2d	2,5d
	M12 ... M24	0,75d	1d	1,5d 2d	2,5d
	M27 ... M48	0,75d	1d	1,5d	2d
Metric fin, conform DIN 13	M18×2 ... M24×2	0,75d	1d	1,5d	2d
	M27×2 ... M80×4	0,5d	0,75d	1d	1,5d
Metric fin, conform DIN 13	M8×1 şi M10×1	1d	1,5d	2d	2,5d
	M12×1,5 ... M16×1,5	0,75d	1d	1,5d	2d
	M18×1,5 .. M50×1,5	0,5d	0,75d	1d	1,5d

Material: Oţel cu Cr—Ni, $\sigma_r > 145$ daN/mm², $HRC = 43 \ldots 50$

Dimensiunile de montare ale garniturilor

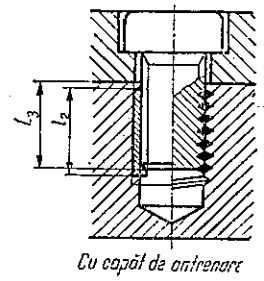


Dimensiuni,

Şurubul d	Pasul p	d_2 max	d_2 min	d_4 max	L_1						L_2		
					0,5d	0,75d	1d	1,5d	2d	2,5d	0,5d	0,75d	1d
													Filet metric,
M10	1,5	10,40	11,76	11,090	—	—	15,5	20,5	25,5	30,5	—	—	10
M12	1,75	12,50	14,04	13,271	—	15	18	24	30	38	—	9	12
M20	2,5	20,63	22,85	21,758	—	22,5	27,5	37,5	47,5	57,5	—	15	20
M24	3	24,67	27,44	26,123	—	26,5	32,5	44,5	56,5	68,5	—	18	24
M30	3,5	30,80	33,98	32,449	—	32,5	40	55	70	—	—	22,5	30
													Filet metric fin,
M18×2	2	18,53	20,31	19,433	—	20	24,5	33,5	42,5	—	—	13,5	18
M20×2	2	20,53	22,31	21,433	—	21,5	26,5	36,5	46,5	—	—	15	20
M30×2	2	30,53	32,31	31,433	21,5	29	36,5	51,5	—	—	15	22,5	30
M45×3	3	45,71	48,46	47,147	31	42,3	53,5	76	—	—	22,5	33,8	45
M52×3	3	52,71	55,46	54,147	34,5	47,5	60,5	86,5	—	—	26	39	52
													Filet metric fin,
M10×1	1	10,32	11,18	10,736	—	—	14,5	19,5	24,5	29,5	—	—	10
M20×1,5	1,5	20,43	21,78	21,110	15,5	20,5	25,5	35,5	—	—	10	15	20
M30×1,5	1,5	30,43	31,78	31,110	20,5	28,0	35,5	50,5	—	—	15	22,5	30
M36×1,5	1,5	36,45	37,80	37,130	23,5	32,5	41,5	59,5	—	—	18	27	36
M40×1,5	1,5	40,45	41,80	41,130	25,5	35,5	45,5	65,5	—	—	20	30	40

Tabelul 2.5

elicoidale de tip Heli-Coil [39]



mm

L_2			L_3						l_3					
1,5d	2d	2,5d	0,5d	0,75d	1d	1,5d	2d	2,5d	0,5d	0,75d	1d	1,5d	2d	2,5d
conform DIN 13														
15	20	25	—	—	8,5	13,5	18,5	23,5	—	—	9,2	14,2	19,2	24,2
18	24	32	—	7,3	10,3	16,3	22,3	30,3	—	8,1	11,1	17,1	23,1	31,1
30	40	50	—	12,4	17,4	27,4	37,4	47,4	—	13,7	18,7	28,7	38,7	48,7
36	48	60	—	15,0	21,0	33,0	45,0	57,0	—	16,5	22,5	34,5	46,5	58,5
45	60	—	—	18,9	26,4	41,4	56,4	—	—	20,7	28,2	43,2	58,2	—
conform DIN 13														
27	36	—	—	11,5	16,0	25,0	34,0	—	—	12,5	17,0	26,0	35,0	—
30	40	—	—	13,0	18,0	28,0	38,0	—	—	14,0	19,0	29,0	39,0	—
45	—	—	13,0	20,5	28,0	43,0	—	—	14,0	21,5	29,0	44,0	—	—
67,5	—	—	19,5	30,8	42,5	64,5	—	—	21,0	32,3	43,5	66,0	—	—
78	—	—	23,0	36,0	49,0	75,0	—	—	24,5	37,5	50,5	76,5	—	—
conform DIN 13														
15	20	25	—	—	9,0	14,0	19,0	24,0	—	—	9,5	14,5	19,5	24,5
30	—	—	8,5	13,5	18,5	28,5	—	—	9,2	14,2	19,2	29,2	—	—
45	—	—	13,5	21,0	28,5	43,5	—	—	14,2	21,7	29,2	44,2	—	—
54	—	—	16,5	25,5	34,5	52,5	—	—	17,2	26,2	35,2	53,2	—	—
60	—	—	18,5	28,5	38,5	58,5	—	—	19,2	29,2	39,2	59,2	—	—

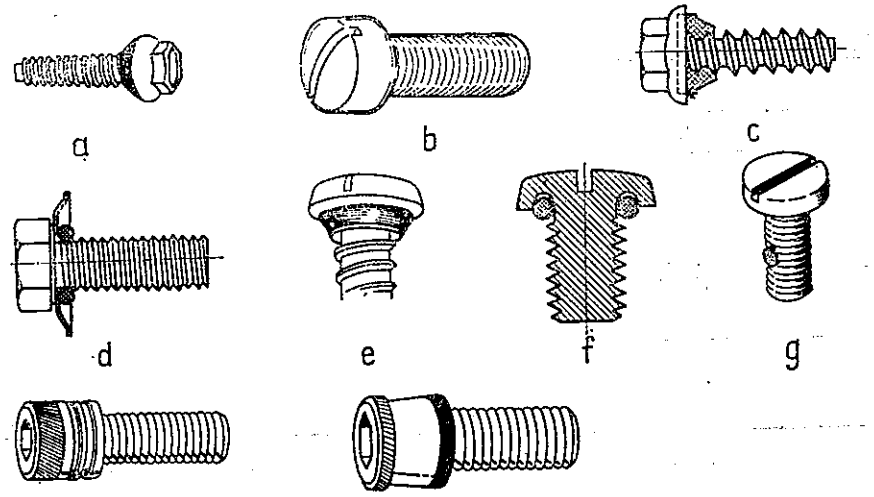
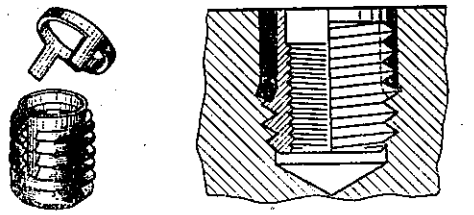


Fig. 2.4. Exemple de șuruburi de fixare cu autoetanșare [33]:
a — cu mastic; *b* — acoperit cu plastic lichid; *c* — cu șaibă din neopren; *d* — cu inel O; *e* — cu șaibă din nylon; *f* — cu inel O; *g* — cu dop de nylon.



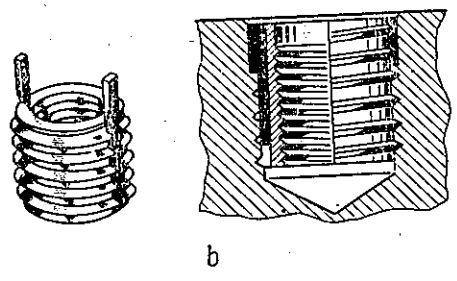


Fig. 2.5. Elemente filetate încorporate de tip *KEENSERTS*:
a — cu pene de blocare încorporate; *b* — cu inel de blocare detașabil [40].

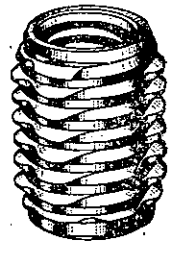


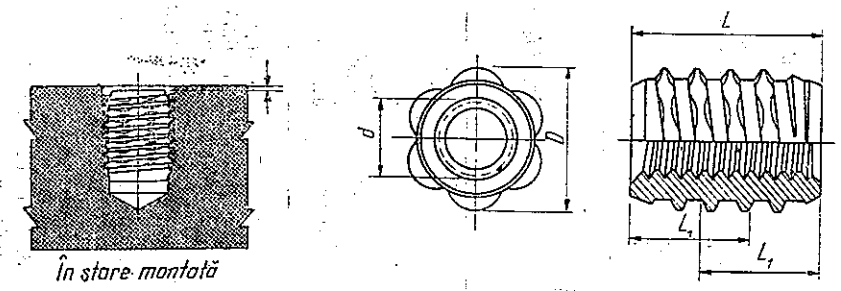
Fig. 2.6. Element filetat încorporat de tip *SPEEDSERTS* [40].

În fig. 2.4 se dau cîteva exemple de șuruburi de fixare cu autoetanșare [33].

Tot pentru mărirea rezistenței filetului — în cazul unor montări și demontări frecvente — se utilizează elementele filetate speciale, încorporate în piese executate din aliaje ușoare sau materiale nemetalice, de tip *KEENSERTS* sau *SPEEDSERTS* [40] (fig. 2.5 și 2.6 și tabelele 2.6—2.8).

Tabelul 2. 6

Dimensiunile principale ale elementelor filetate, încorporate, de tip SPEEDSERTS [40]

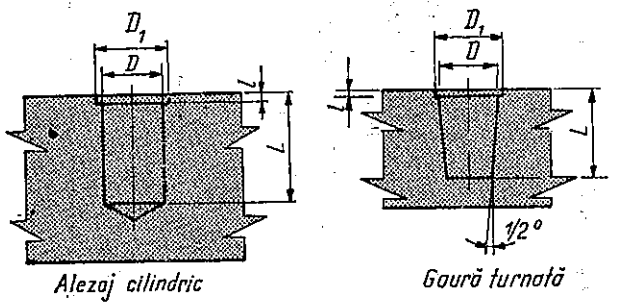


Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm				*l*
	d	*D*	$L \pm 0{,}25$ Standard	L_1*)	
4×0,7	M4×0,7	6,43	8,4	5,30	0,2 ... 0,6
5×0,8	M5×0,8	7,11	9,4	5,80	
6×1,0	M6×1,0	9,40	12,4	7,60	
8×1,0	M8×1,0	11,40	14,2	8,90	1,0, ... 1,5
8×1,25	M8×1,25	11,40	14,2	8,90	
10×1,25	M10×1,25	14,00	17,3	10,40	
10×1,5	M10×1,5	14,00	17,3	10,40	

*) Adîncimea de înșurubare pentru siguranță.

Tabelul 2.7

Dimensiunile de montare ale elementelor filetate, încorporate, de tip SPEEDSERTS [40]



Alezaj cilindric — *Gaură turnată*

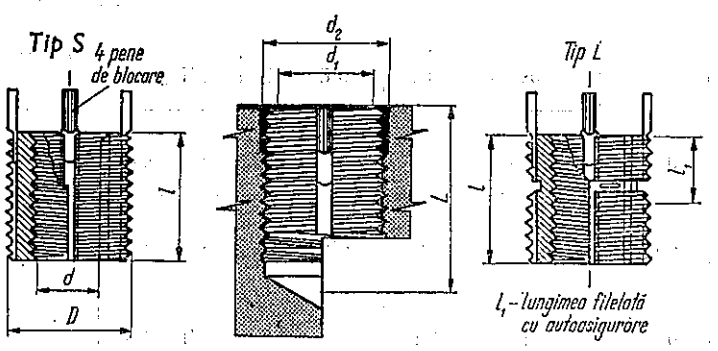
Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm								
	D*)								
	Polieter (hostaform, delrin, celcon)	Poliamide	Lexan	Materiale sintetice, termostatice	Aluminiu moale, $\sigma_{0,2} = 20$ daN/mm²	Dural, $\sigma_{0,2} = 45$ daN/mm²	D_1	L	l
SPM 4×0,7	5,74—5,87	5,72—5,84	5,64—5,77	5,94—6,07	6,02—6,15	6,02—6,15	9,90	6,63	0,8
SPM 5×0,8	6,22—6,37	6,32—6,48	6,32—6,48	6,40—6,55	6,68—6,83	6,68—6,83	10,90	7,37	1,0
SPM 6×1,0	8,31—8,38	8,61—8,78	8,36—8,51	8,64—8,79	8,94—9,09	8,84—8,99	14,00	9,58	1,0
SPM 8×1,0 SPM 8×1,25	10,52—10,69	10,39—10,57	10,34—10,52	10,54—10,72	11,00—11,18	10,74—10,92	15,75	11,89	1,3
SPM 10×1,25 SPM 10×1,5	12,75—12,93	12,75—12,93	12,75—12,93	13,00—13,18	13,39—13,56	13,49—13,67	18,80	14,30	1,5

*) Diametrele indicate se referă la elementele filetate din oțel. În cazul elementelor filetate din alamă sînt valabile toleranțele inferioare pentru piesele din materiale plastice, iar pentru materialele termostatice și aluminiu — toleranțele superioare.

Observație. Nu se admite tratarea galvanică sau chimică a pieselor, după introducerea elementului filetat.

Tabelul 2.8

Dimensiunile principale ale elementelor filetate, încorporate de tip KEENSERTS [40]



Tipodimensiunea		Dimensiunile, mm								
Tip S	Tip L	d 5 H	D 4 H	Diametrul miezului d_1	d_2	$l \pm 0,3$	l_1	l_{nom}	Alezajul: Diametrul	Alezajul: Adîncimea
KNHM 6×1,0	KNHML 6×1,0	M6×1,0	M12×1,25	10,8	12,25	12,0	9,5	14,5	9,50	4,75
KNHM 8×1,25	KNHML 8×1,25	M8×1,25	M14×1,5	12,8	14,25	14,0	10,0	16,5	11,50	4,75
KNHM 8×1,0	KNHML 8×1,0	M8×1,0	M14×1,5	12,8	14,25	14,0	10,0	16,5	11,50	4,75
KNHM 10×1,5	KNHML 10×1,5	M10×1,5	M16×1,5	14,75	16,25	16,0	10,0	18,5	13,50	4,75

Tabelul 2.8 (continuare)

Tipodimensiunea		Dimensiunile, mm							
Tip S	Tip L	d 5 H	D 4 H	Diametrul micului d_1	d_4	$t \pm 0,3$	l_1	L_{nom}	Alezajul: Diametrul	Alezajul: Adîncimea
KNHM 10×1,25	KNHML 10×1,25	M10×1,25	M16×1,5	14,75	16,25	16,0	10,0	18,5	13,50	4,75
KNHM 12×1,75	KNHML 12×1,75	M12×1,75	M18×1,5	16,75	18,25	18,0	10,7	20,5	15,50	4,75
KNHM 12×1,5	KNHML 12×1,5	M12×1,5	M18×1,5	16,75	18,25	18,0	10,7	20,5	15,50	4,75
KNHM 12×1,25	KNHML 12×1,25	M12×1,25	M18×1,5	16,75	18,25	18,0	10,7	50,2	15,50	4,75
KNHM 16×2,0	KNHML 16×2,0	M16×2,0	M22×1,5	20,5	22,25	22,0	12,4	24,5	17,75	4,75
KNHM 20×2,5	KNHML 20×2,5	M20×2,5	M30×2,0	28,0	30,25	30,0	17,5	34,5	25,75	6,35
KNHM 20×1,5	KNHML 20×1,5	M20×1,5	M30×2,0	28,0	30,25	30,0	17,5	34,5	25,75	6,35

Observații: 1. Dimensiunile corespund seriei grele.
2. Pînă la KNHM6, două pene de blocare.
3. Materialul elementului filetat oțel inoxidabil.
4. Se utilizează pentru piesele din materiale plastice, aliaje, ușoare și oțel.

Pentru locurile greu accesibile se utilizează așa-numitele *piulițe captive* (fig. 2.7 și tabelul 2.9).

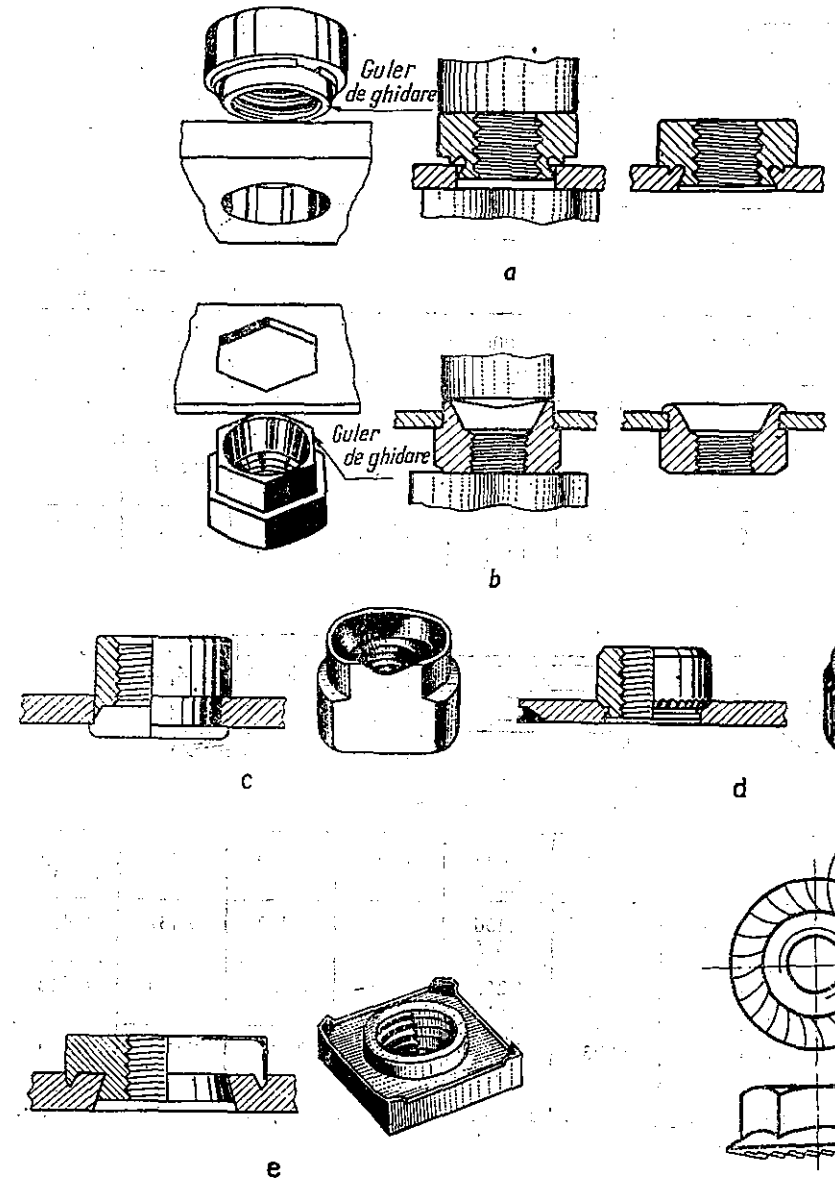


Fig. 2.7. Exemple de piulițe captive [33].

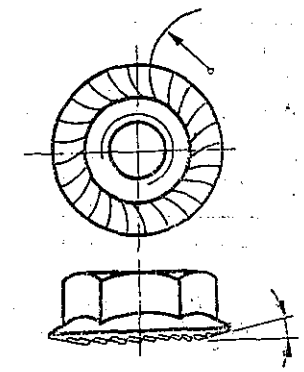
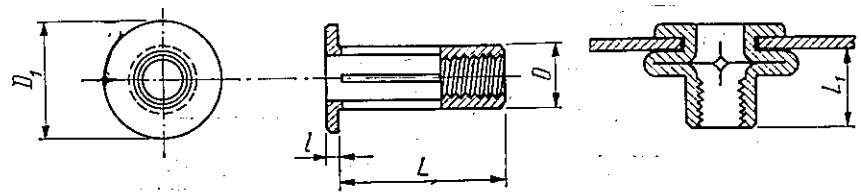


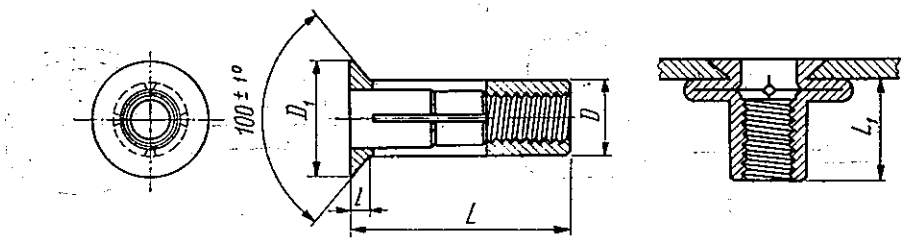
Fig. 2.9. Piuliță cu autoasigurare — cu dinți frontali, care angrenează cu suprafața de contact a pieselor — de tip *Bauer-L* [38].

Tabelul 2.9

Dimensiunile principale ale unor piuliţe captive utilizate în industria electrotehnică [33]*)



Filetul	Dimensiunile, în (ţoli)						
	D	D_1	L	L_1	l	Dimensiunea găurii	
						min	max
1/4—20	0,346	5/8	1,000 1,234	0,505	0,058	0,346	0,352
5/16—18	0,437	3/4	1,141 1,375	0,570	0,062	0,437	0,453
3/8—16	0,514	7/8	1,218 1,437	0,605	0,088	0,514	0,522
1/2—13	0,640	1 1/8	1,562 1,875	0,780	0,125	0,640	0,650



1/4—20	0,346	0,545	1,015 1,234	0,505	0,089	0,346	0,352
5/16—18	0,437	0,667	1,156 1,375	0,565	0,102	0,437	0,453
3/8—16	0,514	0,795	1,250 1,453	0,610	0,124	0,514	0,522
1/2—13	0,640	0,993	1,609 1,875	0,780	0,154	0,640	0,650

*) Pentru strîngerea rigidă a tablelor, materialelor plastice şi a materialelor din fibră de sticlă.

Piuliţele captive, din tablă, cu autoasigurare (fig. 2.8 şi tabelele 2.10—2.12) se utilizează pentru fixarea pieselor mai puţin solicitate ale diferitelor aparate electrotehnice, a pieselor din materiale plastice etc. Acţiunea de asigurare se obţine prin comprimarea ghearelor — interioare sau exterioare —

care îndeplinesc rolul de filet şi prin reacţiunea bazei arcuite a piuliţei, ca urmare a elasticităţii tablei din oţel de arc [8, 33].

În fig. 2.9 (v.p.47) este prezentată o piuliţă specială de tip *Bauer-L*, cu dantură frontală, care angrenează cu suprafaţa de contact a pieselor, obţinîndu-se în acest mod asigurarea asamblării.

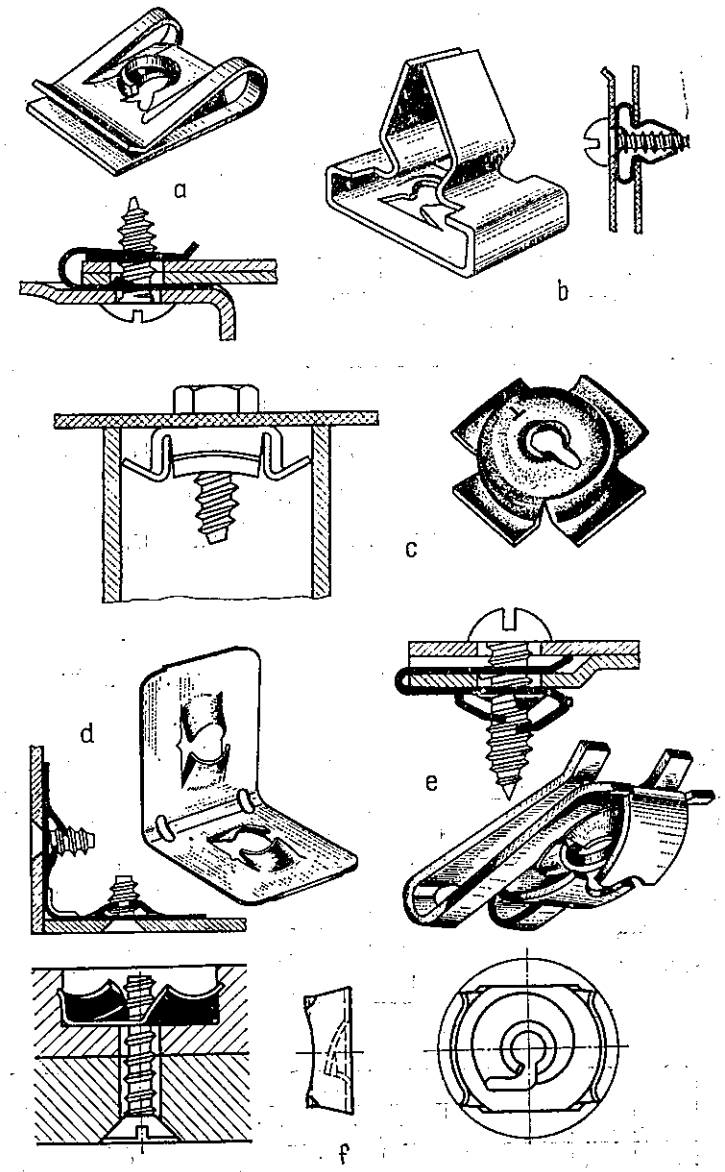
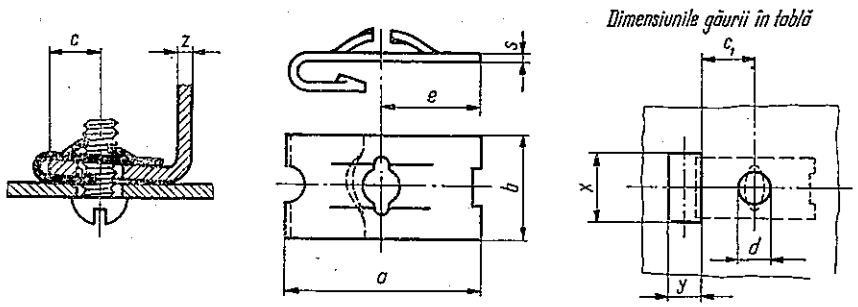


Fig. 2.8. Piuliţe captive speciale, din tablă, cu autoasigurare [8, 12, 33].

Tabelul 2.10

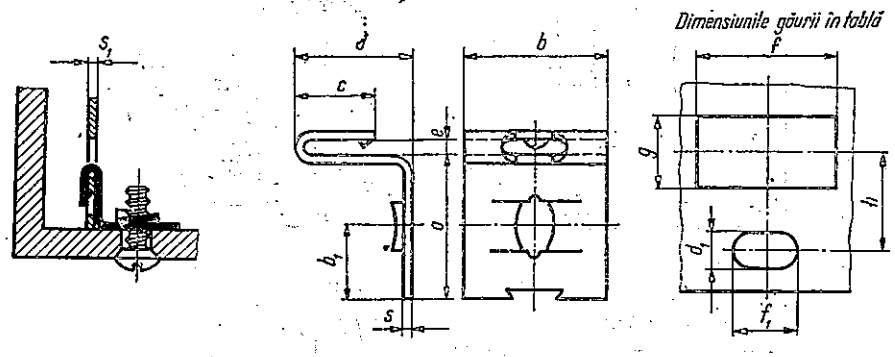
Dimensiunile principale ale piuliţelor captive, din tablă, de tip SNJ [12]



Tipodimensiunea piuliţei	Dimensiunile, mm								Grosimea tablei z
	a ± 0,2	b ± 0,2	c, c_1 ± 0,2	e ± 0,2	s	d ± 0,2	x	y	
SNJ 1198	16,7	11,1	7,1	7,9	0,60	6,0	11,4	4,1	0,6—1,1 1,1—1,6
SNJ 1601	23,8	11,1	14,3	7,9	0,60	7,1	11,4	5,7	0,7—1,2 1,2—1,8
SNJ 0117	19,8	12,7	8,7	9,1	0,70	7,9	13,0	6,4	0,7—1,2 1,2—2,0
SNJ 0118	25,4	15,1	11,1	11,1	0,80	9,5	15,4	9,3	0,9—1,7 1,7—2,6

Tabelul 2.11

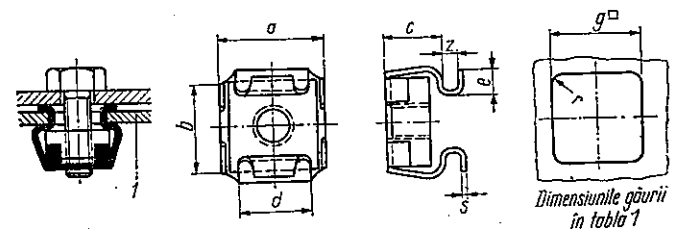
Dimensiunile principale ale piuliţelor captive, din tablă, de tip SNO [12]



Tipodimensiunea piuliţei	Dimensiunile, mm												
	a ± 0,2	b ± 0,2	b_1 ± 0,2	c ± 0,2	d ± 0,2	d_1	e	f	f_1	g	h	s	s_1
SNO 1731	14,3	14,3	7,1	7,9	11,5	4,75	1,3	15,1	6,4	7,9	10,3	0,7	1,25
SNO 5008	10,0	13,0	5,0	9,0	9,5	5,5	1,5	—	—	—	—	0,7	1,35

Tabelul 2.12

Dimensiunile principale ale piuliţelor captive, din tablă [12]



Pentru piuliţă	Dimensiunile, mm								Grosimea tablei, z
	a ± 0,2	b ± 0,2	c ± 0,2	d ± 0,2	e ± 0,2	g — 0,5	r	s	
M4, M5	13,1	12,7	4,6	8,7	2,0	9,5	0,8	0,5	0,7—1,7
M6	13,1	12,7	6,3	8,7	2,3±0,1	9,5	0,8	0,5	0,7—1,7
M5, M6	13,1	12,7	6,3	8,7	2,4	9,5	0,8	0,5	1,8—2,6
M8	16,7	16,3	7,5	11,5	3,6	12,5	1,2	0,6	0,7—1,6
M10									1,7—2,6

Piuliţele captive se montează — în găuri pătrate — după lăcuirea tablelor

Tabelul 2.13

Dimensiunile principale ale şaibelor elastice dinţate [8, ş.a.]

Conform NT 1487-66 (v. fig. 2.12, *a* şi *b*)

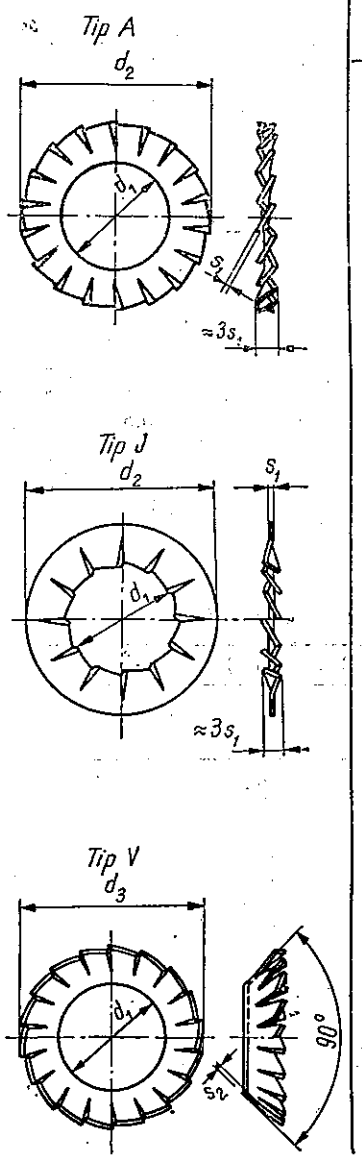
Pentru şurub:	Dimensiunile, mm							Numărul de dinţi
	d	D	s	d_1	d_2	h	r	
M 5	5,3	10	0,5	9,0	6,2	—	0,7	8
M 6	6,4	12	0,8	11	7,4	—	0,9	8
M 8	8,4	14	0,8	13,4	9	—	1,1	8
M 10	10,5	18	1,0	16,6	11,8	—	1,2	9
M 12	13	20,5	1,0	19	14,1	—	1,2	10
M 16	17	26	1,25	24	18,5	—	1,4	12
M 20	21	32	1,5	30	23,1	—	1,7	12

Conform NT 1624-68 (v. fig. 2.12, *c*)

M 5	5,3	9	0,6	—	—	0,9	—	40
M 6	6,4	10	0,7	—	—	0,9	—	50
M 8	8,4	13	0,8	—	—	1,2	—	50
M 10	10,5	16	1,0	—	—	1,5	—	55
M 12	13	18	1,0	—	—	1,5	—	60
M 16	17	24	1,3	—	—	1,9	—	72
M 20	21	30	1,5	—	—	2,2	—	85
M 24	25,6	36	2,0	—	—	2,6	—	95
M 30	31,6	45	2,0	—	—	3,1	—	100

Tabelul 2.14

Dimensiunile principale ale şaibelor elastice dinţate, conform DIN 6798 [12]



Dimensiunile, mm					Pentru şurubul
d_1	d_2	d_3	s_1	s_2	
5,3	10	10	0,6	0,3	M5
6,4	11	11	0,7	0,4	M6
7,4	12,5	—	0,8	—	M7
8,4	15	14,5	0,8	0,4	M8
10,5	18	18	0,9	0,5	M10
12,5	20,5	26	1,0	0,5	M12
14,5	24	29	1,0	0,6	M14
16,5	26	32	1,2	0,6	M16
19	30	—	1,4	—	M18
21	33	—	1,4	—	M20
23	36	—	1,5	—	M22
25	38	—	1,5	—	M24
28	44	—	1,6	—	M27
31	48	—	1,6	—	M30

Material: oţel de arc, nichelat, alămit, fosfatat, cu ungere; aliaj bronz cu fosfor ş.a.

La piuliţa *TWO-LOCK* [41] se obţine un moment de frecare superior momentului interior de deşurubare, din asamblare (fig. 2.10 şi fig. 2.11).

Şaibele elastice, cu dinţi sau striate (fig. 2.12 [8]) — îndeplinind acelaşi rol funcţional ca şi şaibele *Grower* — sînt utilizate din ce în ce mai mult pe

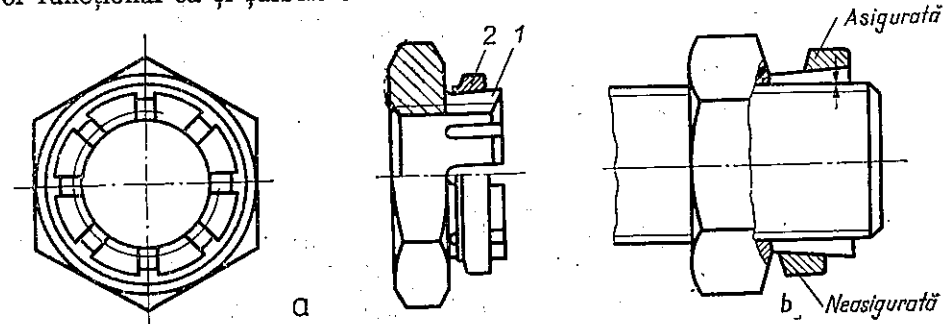


Fig. 2.10. Piuliţă *TWO-LOCK* (TL), cu asigurare specială prin frecare suplimentară, utilizată pentru sarcini variabile [41].

1 — coroană crestată, conică în exterior; *2* — inel de strîngere cu alezaj conic.

plan mondial. In tabelele 2.13 şi 2.14 sînt date dimensiunile principale ale unora din aceste şaibe [8, 12].

Utilizarea asamblărilor prin şuruburi la îmbinările de tip flanşă este exemplificată în fig. 2.13, în tabelul A.2-4 şi fig. A.2-3 şi A.2-4 fiind date o serie de recomandări privind elementele dimensionale utilizate la acest tip de îmbinări.

În fig. 2.14—2.22 se exemplifică unele din utilizările şuruburilor de fixare, în diferitele domenii ale construcţiei de maşini.

Şuruburile speciale elastice)* se utilizează, în special, în construcţia motoarelor cu ardere internă (fig. 2.23 şi 2.24) [17, 24].

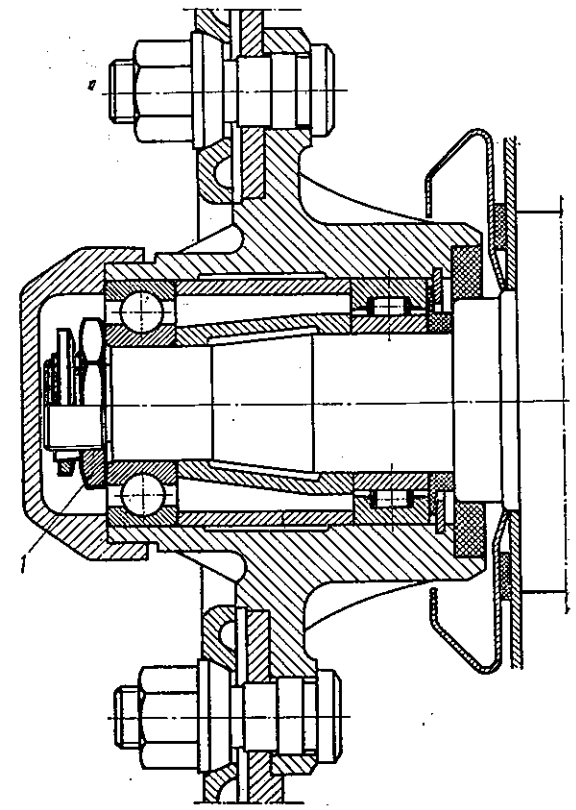


Fig. 2.11. Exemplu de utilizare a piuliţei *TWO-LOCK* la roţile din faţă ale autovehiculelor [41]

1 — piuliţa *TWO-LOCK*

*) Cu tija avînd diametrul micşorat.

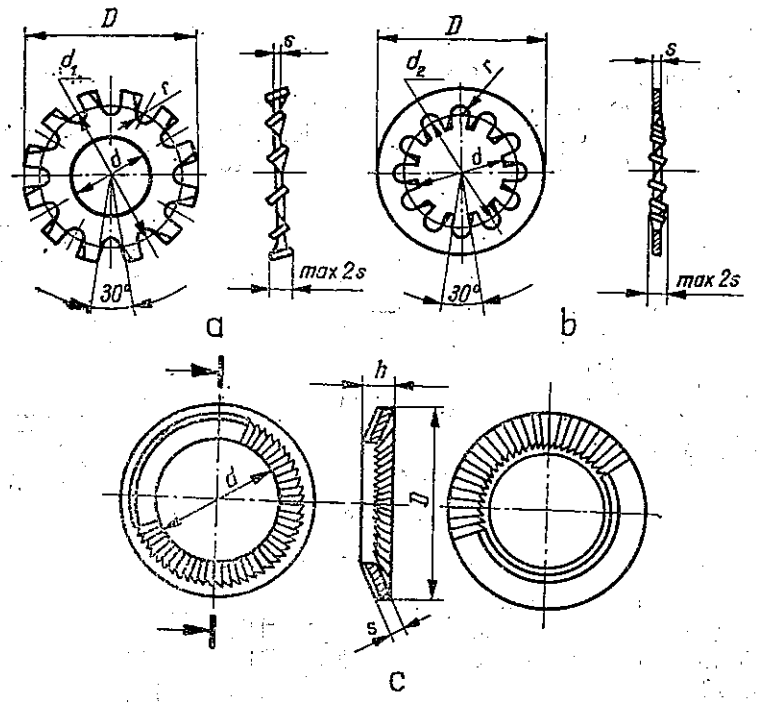


Fig. 2.12. Şaibe elastice cu dinţi:
a — cu dinţi exteriori; *b* — cu dinţi interiori; *c* — striate [8].

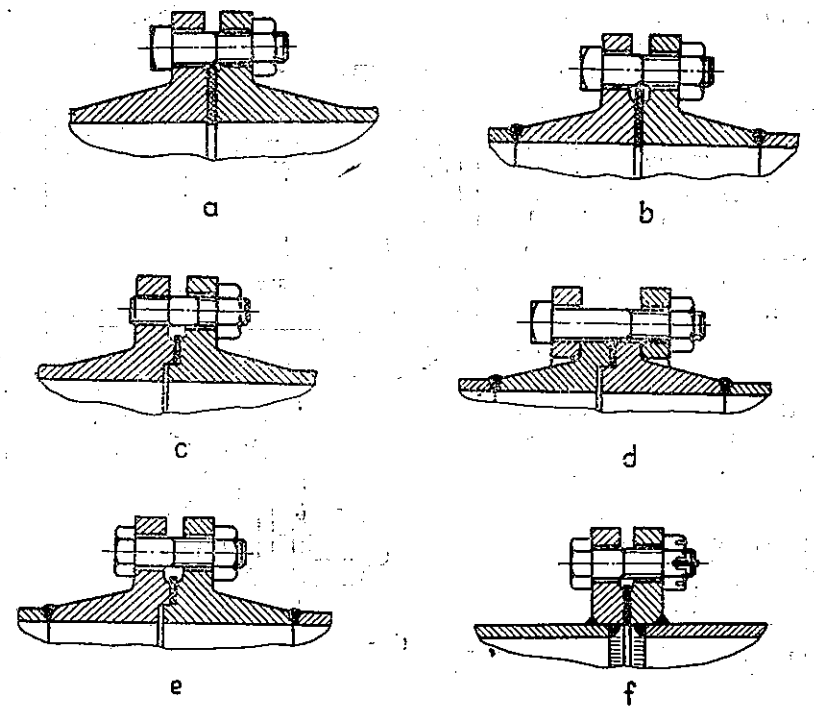


Fig. 2.13. Utilizarea asamblărilor prin şuruburi la îmbinările de tip flanşă şi a tuburilor cu pereţi subţiri [24].

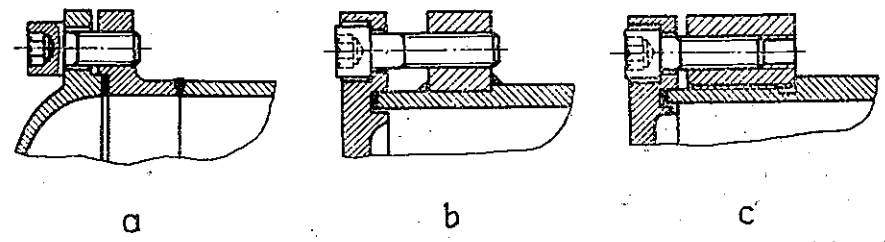


Fig. 2.14. Exemple de utilizarea asamblărilor prin şuruburi la fixarea capacelor de recipiente [24].

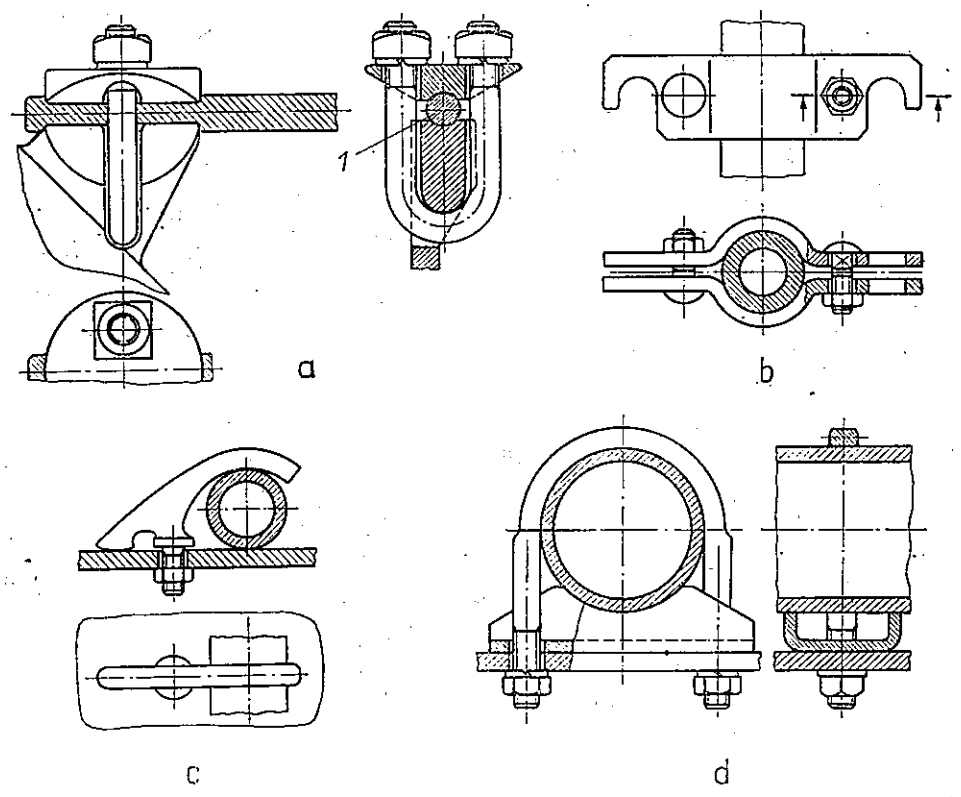


Fig. 2.15. Exemple de fixare cu şuruburi a cablurilor şi a tuburilor [24]:
1 — cablu

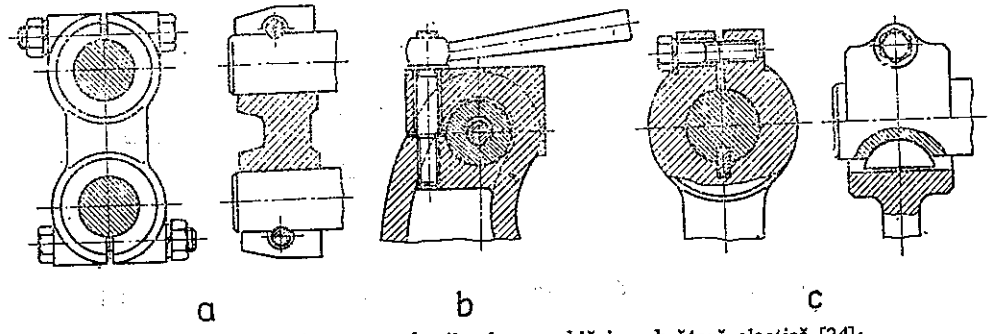


Fig. 2.16. Utilizarea şuruburilor la asamblări cu brăţară elastică [24]:
a — fixarea bolţurilor la arcurile autovehiculelor; *b* — fixarea pinolei; *c* — fixarea bielei.

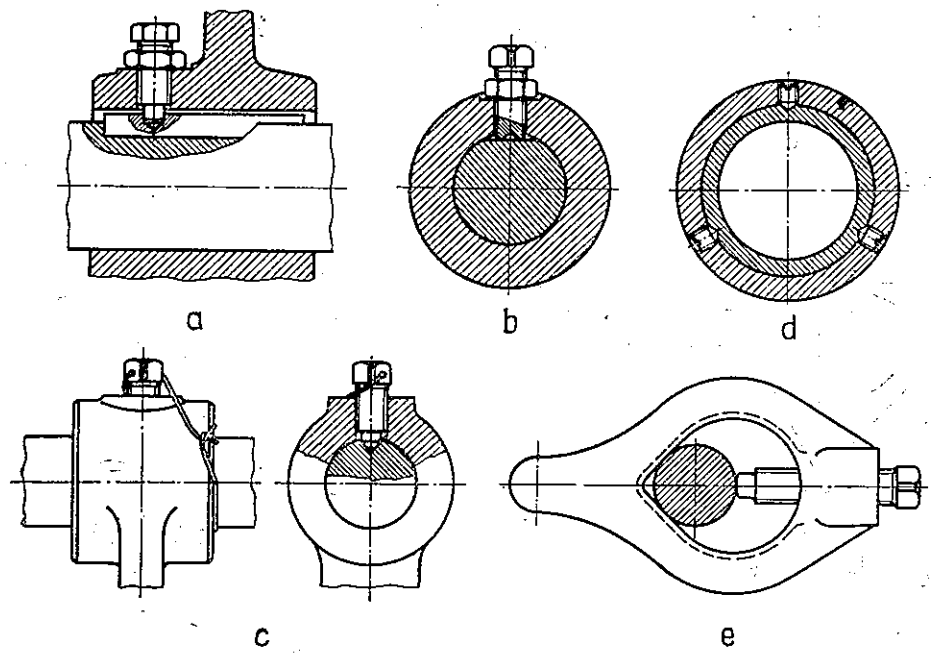


Fig. 2.17. Exemple de utilizare a știfturilor de fixare [24].

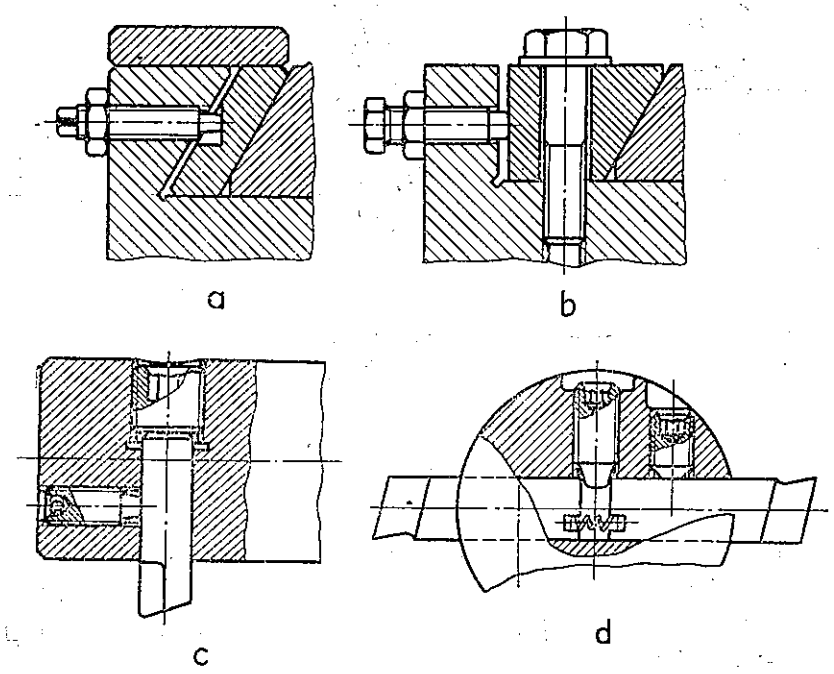


Fig. 2.18. Utilizarea știfturilor de fixare pentru reglarea poziției pieselor fixate [24].

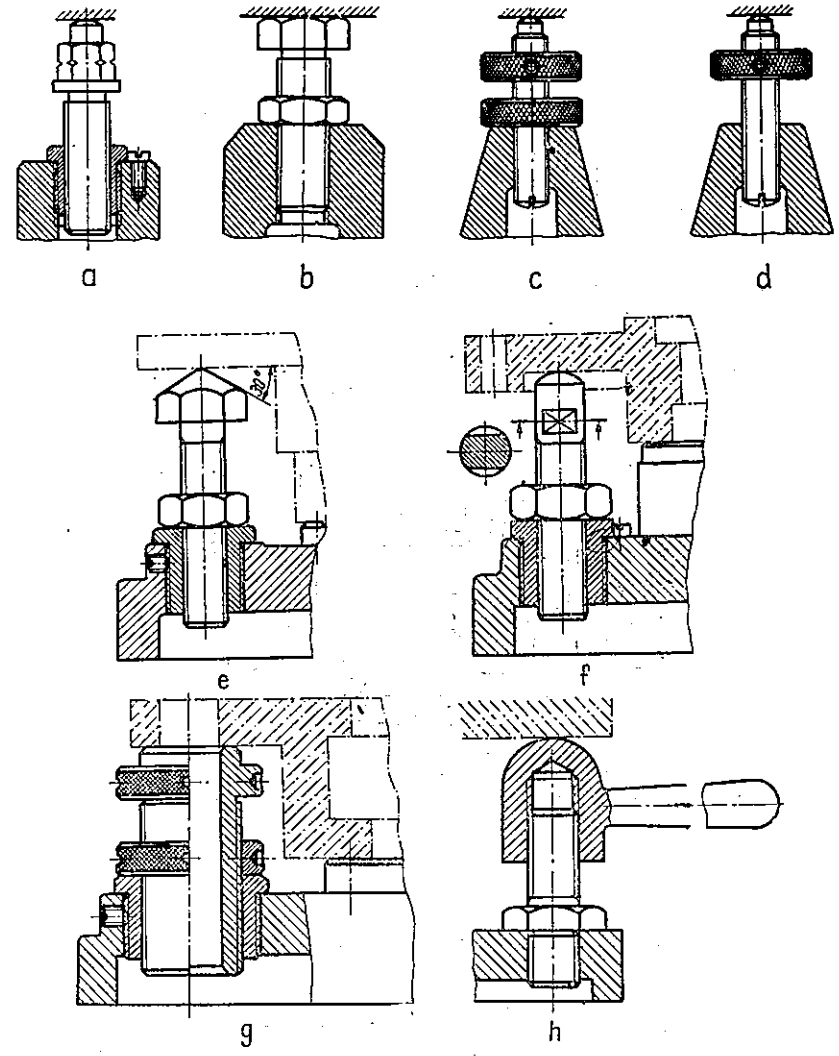
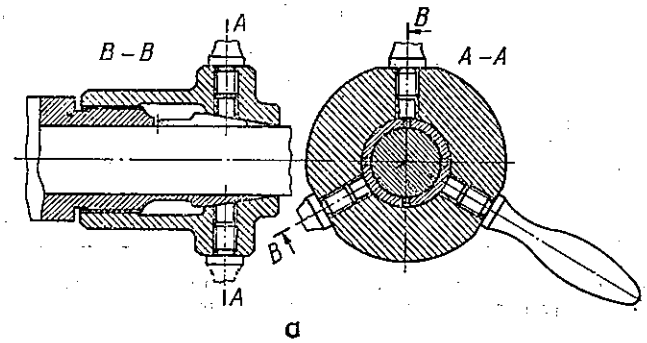
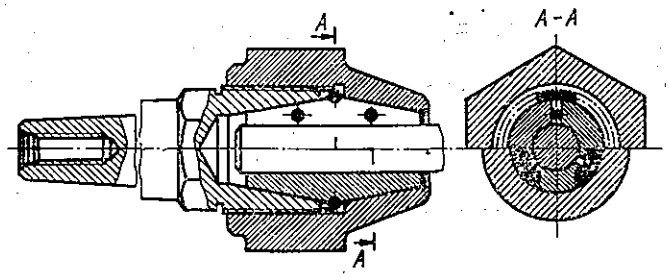


Fig. 2.19. Reazeme reglabile de tip șurub-piuliță utilizate în construcția de dispozitive [24, 27, 30].



a

Fig. 2.20, a



b

Fig. 2.20. Utilizarea asamblărilor filetate la dispozitive de fixare și mandrine, în construcția mașinilor-unelte [24].

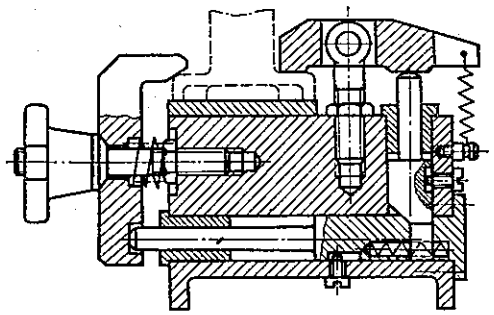


Fig. 2.21. Utilizarea șuruburilor de fixare la mecanismele cu pană și plunjere în construcția de dispozitive [30].

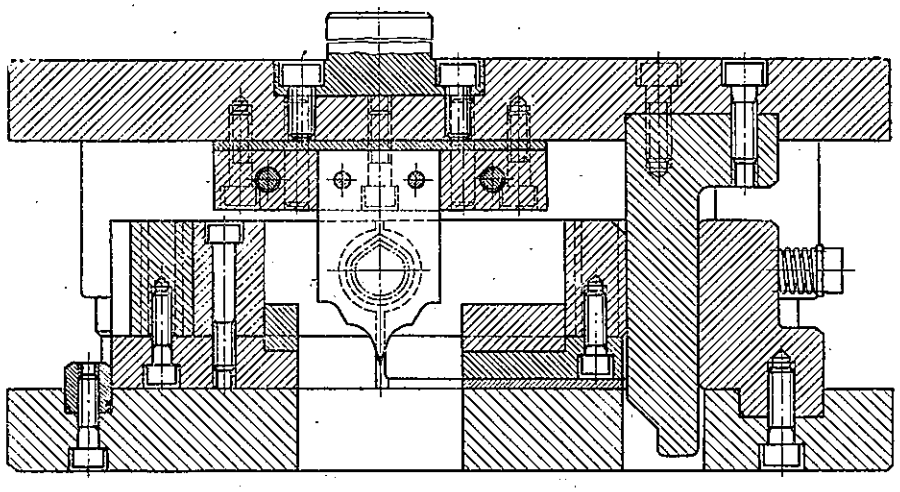
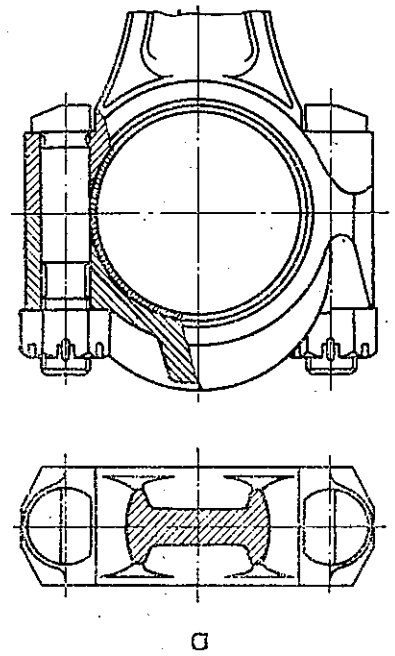
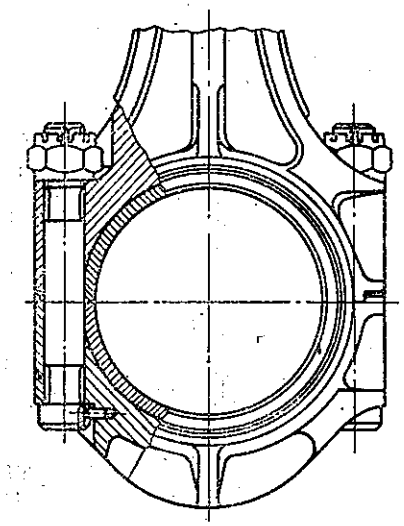


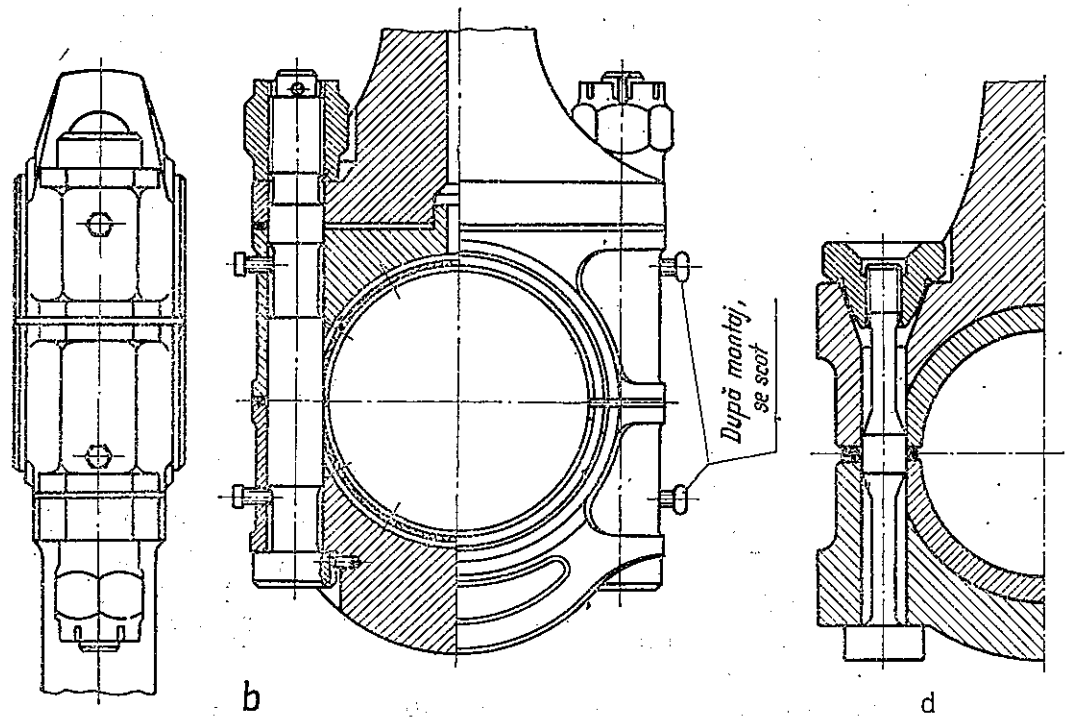
Fig. 2.22. Exemple de utilizare a șuruburilor de fixare la o ștanță universală pentru retezarea țevilor cu diametrul pînă la 35 mm [11].



a



c



b d

Fig. 2.23. Diferite tipuri de șuruburi speciale utilizate în construcția de motoare [17, 24]
a, b, c — șuruburi de bielă; *d* — șurub de bielă cu piuliță de tracțiune.

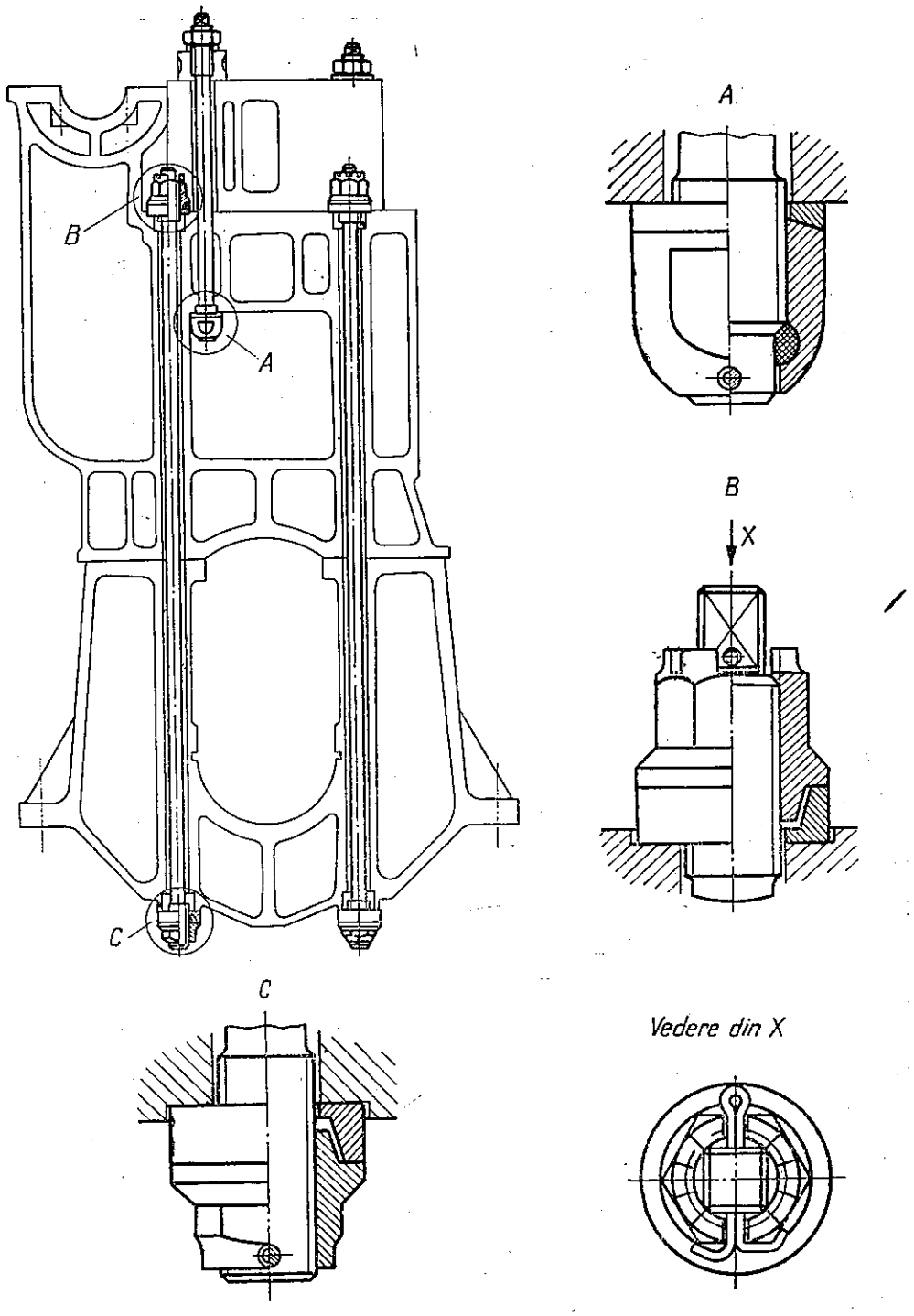


Fig. 2.24. Şuruburi speciale, utilizate în construcţia motoarelor staţionare [24].

2.2. Mecanisme şurub-piuliţă (şuruburi de mişcare)

La mecanismele şurub-piuliţă se pot întîlni următoarele combinaţii de mişcări: piuliţa este fixă, şurubul executînd atît mişcarea de rotaţie, cît şi cea de translaţie (cricurile şi presele cu şurub); şurubul este fix, piuliţa executînd atît mişcarea de rotaţie, cît şi mişcarea de translaţie (chei speciale de strîngere); şurubul execută numai mişcarea de rotaţie, piuliţa executînd mişcarea de translaţie (menghine, mecanismele de avans de la maşinile-unelte); piuliţa execută numai mişcarea de rotaţie, şurubul executînd o mişcare de translaţie (cricul cu piuliţă rotitoare).

Profilul filetului se alege în funcţie de caracterul sarcinii transmise de mecanism (statică sau variabilă), de sensul acesteia, de condiţiile funcţionale şi de randament. La sarcini mici se foloseşte filetul pătrat, iar la sarcini mari cel trapezoidal; în cazul sarcinilor variabile se poate utiliza filetul rotund sau ferăstrău *).

Şuruburile de mişcare se execută din oţel carbon, în cazul acţionării manuale şi din oţel carbon de calitate sau din oţeluri aliate, în cazul acţionării mecanice. Piuliţele se execută dintr-un material antifricţiune (aliaj de bronz sau fontă), cînd soluţia constructivă permite acest lucru, în scopul evitării uzării premature a şurubului.

La proiectarea unui mecanism şurub-piuliţă trebuie rezolvate probleme privind structura şi cinematica mecanismului, calculul de rezistenţă al pieselor componente, stabilirea formei constructive a ansamblului şi a elementelor componente.

Şuruburile mecanismelor şurub-piuliţă se dimensionează la solicitarea de compresiune (tracţiune), urmînd a fi verificate la solicitări compuse şi la stabilitate. Calculul piuliţelor urmăreşte — în principal — stabilirea numărului necesar de spire şi a lungimii acestora. Relaţiile de calcul şi recomandările privind alegerea parametrilor de calcul sînt date în tabelul 2.15, schema logică de calcul fiind prezentată în fig. 2.25.

Relaţiile pentru calculul şuruburilor utilizate la unele maşini-unelte sînt indicate în tabelul 2.16.

Randamentul mecanismelor şurub-piuliţă se poate calcula cu relaţiile din tabelul 2.17.

Tabelul 2.15

Metodica de calcul a mecanismelor şurub-piuliţă folosite la mecanismele de ridicat [6, 9, 10, 16]

Etapa de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
	CALCULUL ŞURUBULUI
Sarcina de calcul	$F_c = \beta F_{max}$; (2.42) $\beta = 1{,}25 \ldots 1{,}3$ — pentru şuruburile cricurilor simple, cu dublă acţiune, cu pîrghii ale menghinelor; $\beta = 1 \ldots 1{,}1$ — pentru şuruburile preselor, cricului cu piuliţă rotitoare şi şurubul principal al cricului telescopic**).

**) La cricurile telescopice (pentru şurubul principal) şi prese, în cazul folosirii unui lagăr axial de rostogolire, se alege $\beta = 1$.

*) Cînd sarcina acţionează într-un singur sens.

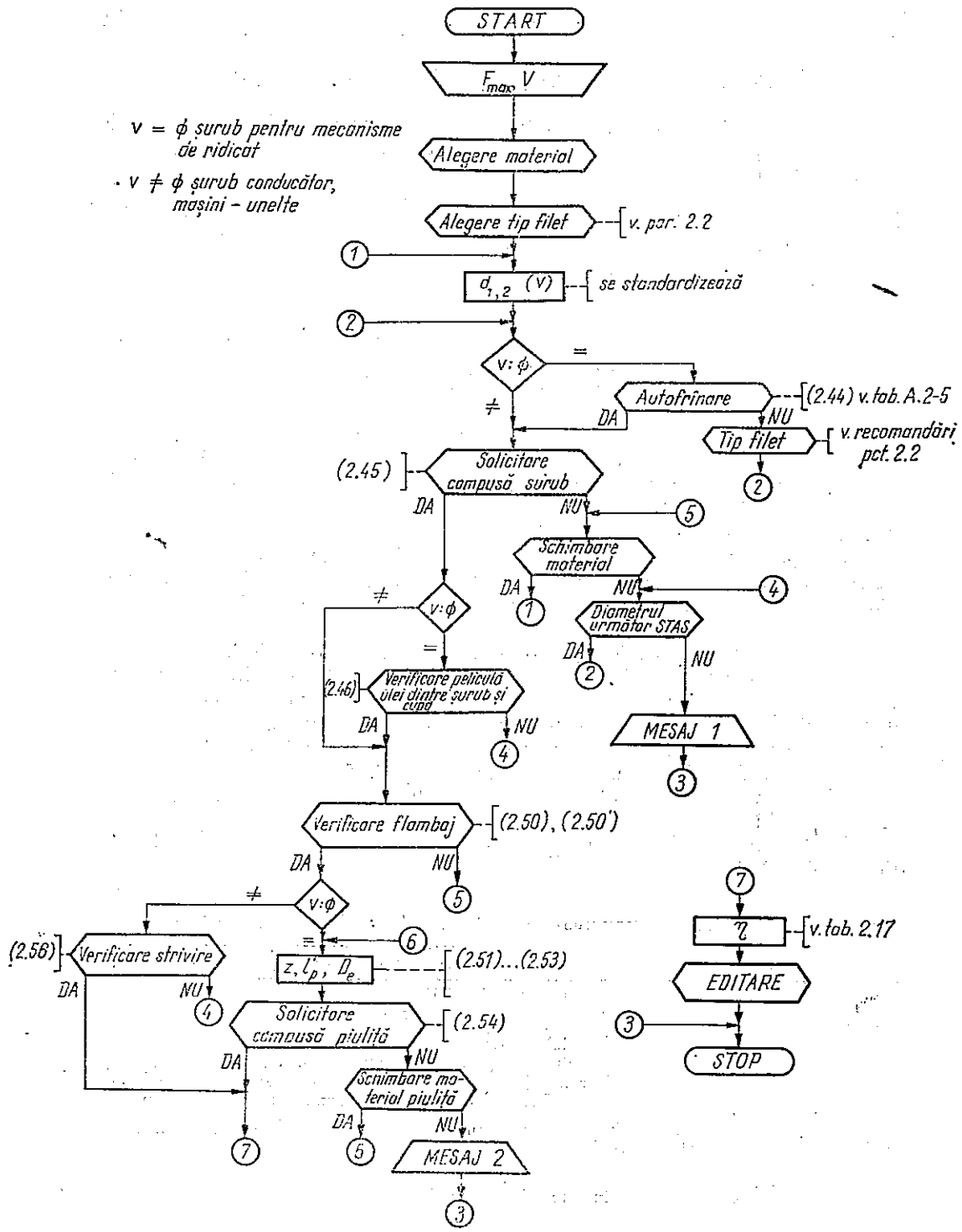
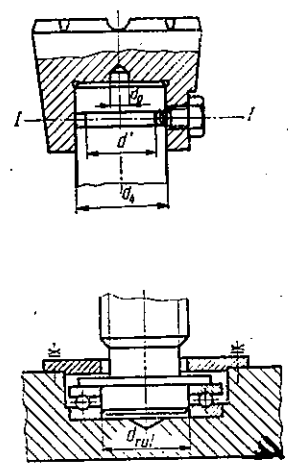


Fig. 2.25. Schema logică pentru calculul și proiectarea șuruburilor de mișcare.

Tabelul 2.15 (continuare)

Etapa de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Diametrul interior al filetului*) determinat din condiția de rezistență la compresiune (tracțiune)	$d_1 = \sqrt{4F_c/\pi\sigma_{ac(t)}}$ — pentru șurubul principal; $d_1 = \sqrt{4F_c/\pi\sigma_{ac(t)} + D_0^2}$ — pentru șurubul tubular (2.43) $\sigma_{ac(t)} = 400 \dots 600$ daN/cm² — pentru șuruburi cu $d_1 \leqslant 30$ mm; $\sigma_{ac(t)} = 600 \dots 800$ daN/cm² — pentru șuruburi cu $d_1 > 30$ mm**) . Se alege filetul standardizat, cu valoarea diametrului interior cea mai apropiată de valoarea calculată (STAS 3202-52, 3126-52 și 3125-52 — pentru filet pătat; STAS 2114/3-75 — pentru filet trapezoidal; STAS 2234/2-75 — pentru filet ferăstrău).
Verificarea condiției de autofrînare	$\beta_m < \varphi'$; (2.44) $\beta_m = \text{arc tg}\dfrac{p}{\pi d_2}$; $\varphi' = \text{arctg}\dfrac{\mu}{\cos(\alpha/2)}$; μ — se alege din tabelul A2-5
Verificarea la solicitări compuse	$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_{c(t)}^2 + 4\tau_t^2} \leqslant \sigma_{ac(t)}$; (2.45) $\sigma_{c(t)} = 4F_{max}/\pi d_1^2$; $\tau_t = M_{t\,max}/0{,}2d_1^3$. $M_{t\,max} = M_{fr}$ — pentru șurubul principal al cricului telescopic și pentru prese; $M_{t\,max} = M_{tns}$ — pentru cricul cu dublă acțiune, cricurile simple, cricurile cu șurub și pîrghii și pentru menghine; $M_{t\,max} = 0{,}5M_{tns}$ — pentru cricul cu piuliță rotitoare; $M_{fr} = \dfrac{1}{3}\mu F_{max}\dfrac{d_4^3 - d_0^3}{d_4^2 - d_0^2}$ — în cazul lagărului axial cu alunecare; $M_{fr} = \mu_{rul} F_{max}\dfrac{d_{rul}}{2}$ — în cazul lagărului axial cu rostogolire***); μ — v. tabelul A.2-5; $\mu_{rul} = 0{,}008 \dots 0{,}01$; $M_{tns} = \dfrac{1}{2}F_{max}d_2\,\text{tg}(\beta_m + \varphi')$.

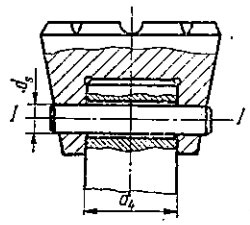
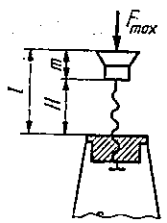


*) La filetele cu profil trapezoidal și ferăstrău, diametrul interior al filetului se notează cu d_3.

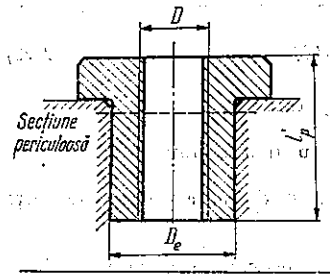
**) Pentru mecanismele la care ruperea șurubului nu prezintă pericol de accidentare (cricuri cu pîrghii, prese, menghine), se aleg rezistențe admisibile mai mari ($\sigma_{ac(t)} = 800 \dots 1000$ daN/cm²).

***) Rulmentul axial se alege în funcție de diametrul piesei pe care se montează și trebuie să îndeplinească condiția $C_0 \geqslant F_{max}$. C_0 reprezentînd capacitatea statică de încărcare a rulmentului (v. cataloagele de rulmenți).

Tabelul 2.15 (continuare)

Etapa de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Verificarea la strivire a peliculei de lubrifiant dintre șurub și cupă	$p_{ef} = \dfrac{4F_{max}}{\pi(d_4^2 - d_0^2)} \leqslant p_a$; (2.46) $d_4 \geqslant d$; $d_0 = (0{,}2 \,..\, 0{,}25)\, d_4$; $p_a = 250 \ldots 400$ daN/cm².
Verificarea la solicitări compuse a secțiunii slăbite $I-I$ a șurubului 	$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_c^2 + 4\tau_t^2} \leqslant \sigma_{ac}$; (2.47) $\sigma_c = \dfrac{4F_{max}}{\pi d'^2}$ — pentru cricul telescopic; (2.48) $\sigma_c = \dfrac{F_{max}}{\pi d_4^2/4 - d_s d_4}$ — pentru cricul cu dublă acțiune; (2.48′) $\tau_t = \dfrac{M_{fr}}{0{,}2\, d'^3}$ — pentru cricul telescopic; (2.49) $\tau_t = \dfrac{M_{tnș}}{0{,}2 d_4^3(1 - d_s/d_4)}$ — pentru cricul cu dublă acțiune; (2.49′) $\tau_t = \dfrac{0{,}5\, M_{tnș}}{0{,}2 d_4^3(1 - d_s/d_4)}$ — pentru cricul cu piuliță rotitoare; (2.49″) $d_s = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\, d_4$; d_s — valoare standardizată
Verificarea la fambaj (pentru șuruburile solicitate la compresiune) 	$c_f = F_{cf}/F_{max} \geqslant c_{af}$, pentru $\lambda \geqslant \lambda_0$; (2.50) $c_f = \sigma_f/\sigma_c \geqslant c_{af}$, pentru $\lambda < \lambda_0$; (2.50′) $F_{cf} = \pi^2 E I_{min}/l_f^2$; $\sigma_f = 3100 - 11{,}4\lambda$ pentru OL 37; $\sigma_f = 3350 - 6{,}2\lambda$ pentru OL 50; $\lambda = l_f/i_{min}$; l_f, din fig. A.2-5; $l = H + m$; H — se determină în funcție de cursa impusă; m — se alege constructiv; $i_{min} = \sqrt{I_{min}/A}$; $I_{min} = \pi d_1^4(1 + d/d_1)/64$; $A = \pi d_1^2/4$; $\lambda_0 = 105$ pentru OL 37; $\lambda_0 = 89$ pentru OL 50; $c_{af} = 3 \ldots 5$.

Tabelul 2.15 (continuare)

Etapa de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
	CALCULUL PIULIȚEI
Numărul necesar de spire din condiția de rezistență la strivire a peliculei de lubrifiant	$z = \dfrac{4F_{max}}{\pi(d^2 - D_1^2)\, p_a}$, (2.51) p_a — din tabelul A.2-5. Se recomandă $z \leqslant 10$ (la piulițele comprimate)
Lungimea piuliței	$l'_p = zp$ (2.52)
Determinarea diametrului exterior al piuliței din condiția de rezistență la tracțiune (compresiune) 	$D_e = \sqrt{4F_{max}/\pi\sigma_{at} + D^2}$; $(D_e - D)/2 \geqslant 5$ mm; (2.53) $\sigma_{at} = 400 \ldots 450$ daN/cm² pentru bronz; $\sigma_{at} = 600 \ldots 800$ daN/cm² pentru oțel. La filetul trapezoidal, se înlocuiește D prin D_3.
Verificarea la solicitări compuse	$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_i^2 + 4\tau_t^2} \leqslant \sigma_{at}$; (2.54) $\sigma_i = \dfrac{4F_{max}}{\pi(D_e^2 - D^2)}$; $\tau_t = \dfrac{M_{tnș}\, 16 D_e}{\pi(D_e^4 - D^4)}$ La filetul trapezoidal, se înlocuiește D prin D_4

Tabelul 2.16

Metodica de calcul a mecanismelor șurub-piuliță utilizate la mașinile unelte [4, 10]

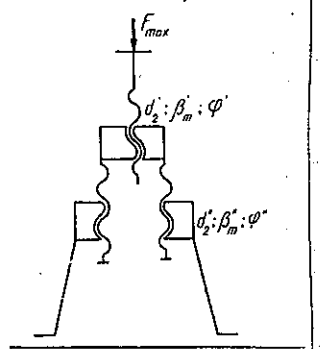
Etape de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Determinarea diametrului mediu al filetului din considerente de uzură	$d_2 \geqslant 0{,}56\sqrt{Fp/\lambda i' h p_a}$, (2.55) în funcție de care se aleg din STAS celelalte dimensiuni ale filetului; d_2 — se poate alege și constructiv, după mașini-unelte similare, verificîndu-se $p_{ef} = Fp/\pi d_2^2 \lambda h i' \leqslant p_a$; (2.56) $\lambda = l/d_2 = 1{,}4 \ldots 4$ (valoarea uzuală $\lambda = 3$); $h = t_2$ — pentru filetul pătrat și $h = H_1$ — pentru filetul trapezoidal; t_2 și H_1 — se aleg din standardele filetelor; p_a — din tabelul A.2—6

Tabelul 2.16 (continuare)

Etape de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Verificarea șurubului la solicitări compuse	$\sigma_{ech} = \sqrt{\sigma_{c(t)}^2 + 4\tau_t^2} \leqslant \sigma_{ac(t)}$; (2.57) $\sigma_c = \frac{4F}{\pi d_1^2}$; $\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{8Fd_2\,\mathrm{tg}(\beta_m + \varphi')}{\pi d_1^3}$. Pentru filetele trapezoidal și ferăstrău, d_1 se înlocuiește cu d_3. $\beta_m = \mathrm{arc\,tg}\frac{p}{\pi d_2}$; $\varphi' = \mathrm{arc\,tg}\frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} = 6° \ldots 8°$; $\sigma_{ac(t)} = \sigma_{02}/(3 \ldots 3{,}5)$
Verificarea la flambaj	$c_f = \pi^2 E I_{min}/F l_f^2 \geqslant c_{af}$; (2.58) $I_{min} = \pi d_1^4/64$ pentru filetul pătrat; $I_{min} \approx 0{,}01(2 + 3d/d_3)\,d_3^4$ pentru filetul trapezoidal; $c_{af} = 2{,}5 \ldots 3{,}5$ pentru șuruburi verticale, nesolicitate de forțe transversale; $c_{af} = 3{,}5 \ldots 4$ pentru șuruburi verticale, solicitate de forțe transversale; $c_{af} \geqslant 4$ pentru șuruburile conducătoare, orizontale, folosite în lanțurile cinematice de filetare; $c_{af} < 4$ pentru șuruburile conducătoare, orizontale ale mașinilor de frezat. l_f, din fig. A.2—6; $\lambda' = l_f/d_f$; $\lambda' > 3$ — încastrare (v. fig. A. 2—6); $\lambda' < 1{,}5$ — articulație; $1{,}5 < \lambda' < 3$ — încastrare parțială
Verificarea deformațiilor șurubului produse de sarcinile exterioare	$\lvert\Delta_p\rvert = \frac{Fp}{EA} + \frac{M_t p^2}{2\pi G I_p} < \Delta p_a = \pm(2 \ldots 5)\ \mu m$; (2.59) $M_t = M_{tnt} = F\frac{d_2}{2}\,\mathrm{tg}\,(\beta_m + \varphi')$; $I_p = \frac{\pi d_1^4}{32}$. Pentru filetele trapezoidal și ferăstrău, d_1 se înlocuiește cu d_3.

Tabelul 2.17

Calculul randamentului [16]

Tipul mecanismului	Relațiile de calcul
Cric simplu (inclusiv cricul telescopic) sau presă cu un singur șurub	$\eta = \frac{\mathrm{tg}\,\beta_m}{\mathrm{tg}(\beta_m + \varphi') + \frac{2}{3}\cdot\frac{\mu}{d_2}\cdot\frac{d_4^3 - d_0^3}{d_4^2 - d_0^2}}$ în cazul folosirii unui lagăr de alunecare între capul șurubului și cupă, respectiv între șurub și traversa mobilă; $\eta = \frac{\mathrm{tg}\,\beta_m}{\mathrm{tg}(\beta_m + \varphi') + d_{rul}\,\mu_{rul}/d_2}$ în cazul folosirii unui lagăr de rostogolire
Mecanisme șurub-piuliță cu dublă acțiune 	$\eta = \frac{d_2' \,\mathrm{tg}\,\beta_m' + d_2'' \,\mathrm{tg}\,\beta_m''^{*)}}{d_2' \,\mathrm{tg}(\beta_m' + \varphi') + d_2'' \,\mathrm{tg}(\beta_m'' + \varphi'')}$
Mecanisme șurub-piuliță folosite la mașini-unelte	$\eta = \frac{\mathrm{tg}\,\beta_m}{\mathrm{tg}(\beta_m + \varphi')}$

*) Cu ' s-au notat parametrii filetului de la șurubul principal, iar cu '' cei ai filetului de la șurubul secundar.

Soluții constructive de mecanisme șurub-piuliță utilizate în diversele domenii ale construcției de mașini sînt prezentate în fig. 2.26—2.37 [16, 24, 26], în tabelul 2.18 fiind date cîteva scheme structurale de mecanisme șurub-piuliță utilizate în diferite domenii.

Șurubul — elementul cel mai solicitat al oricărei prese cu șurub — este executat din oțel special aliat, fiind solicitat de forța maximă de deformare; se poate dimensiona cu relația empirică [31]

$$d = 3{,}16\sqrt{F_N}\quad [\mathrm{mm}],$$

în care: d este diametrul șurubului; F_N, forța nominală de lovire, la presare în kN.

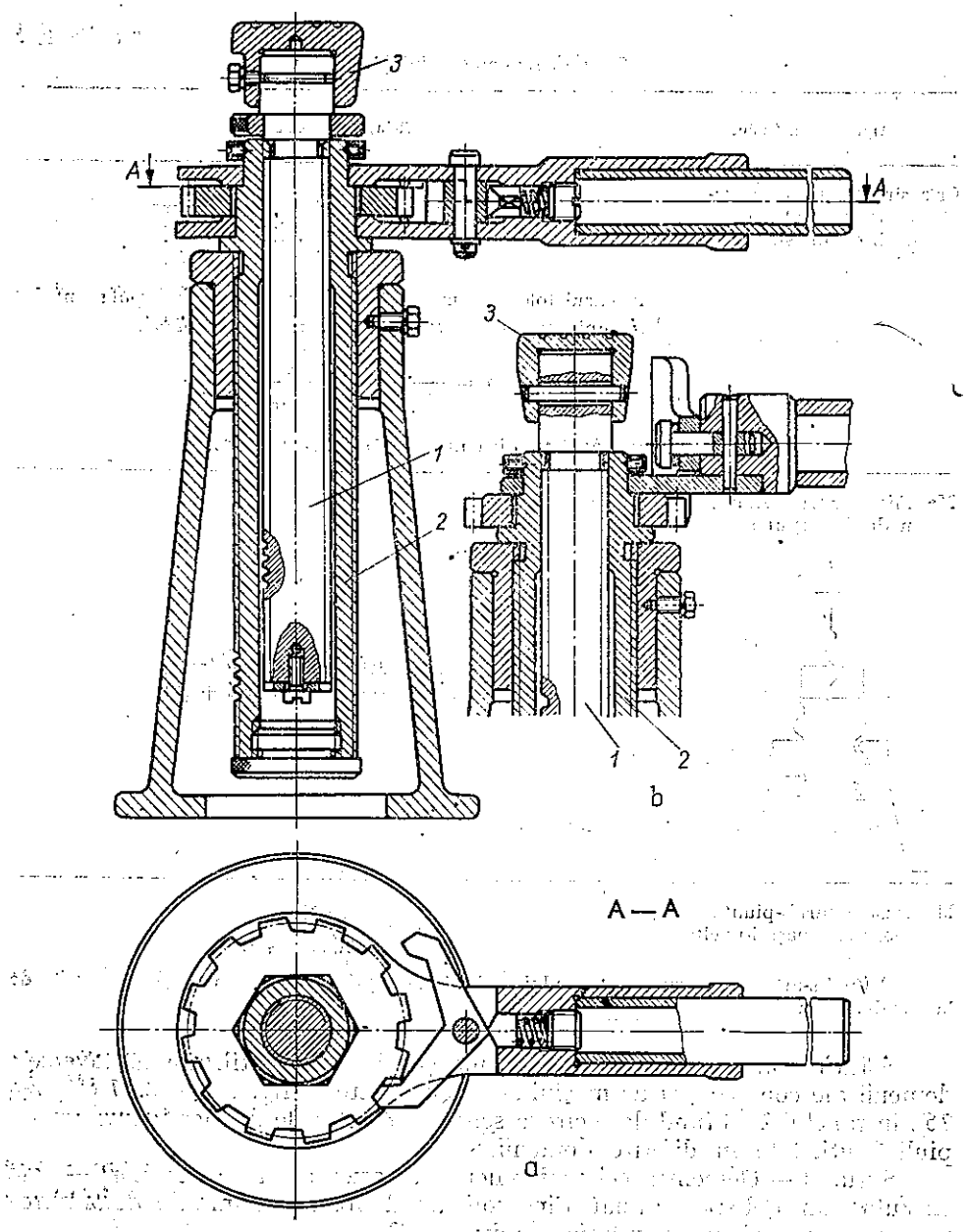


Fig. 2.26. Utilizarea şuruburilor de mişcare la cricurile cu două şuruburi [16]:
a — cric telescopic, la care numai şurubul secundar *2* contribuie la ridicarea sarcinii, şurubul principal *1* folosindu-se pentru apropierea cupei *3* de sarcină; *b* — cric cu dublă actiune (ambele şuruburi contribuie la ridicarea sarcinii).

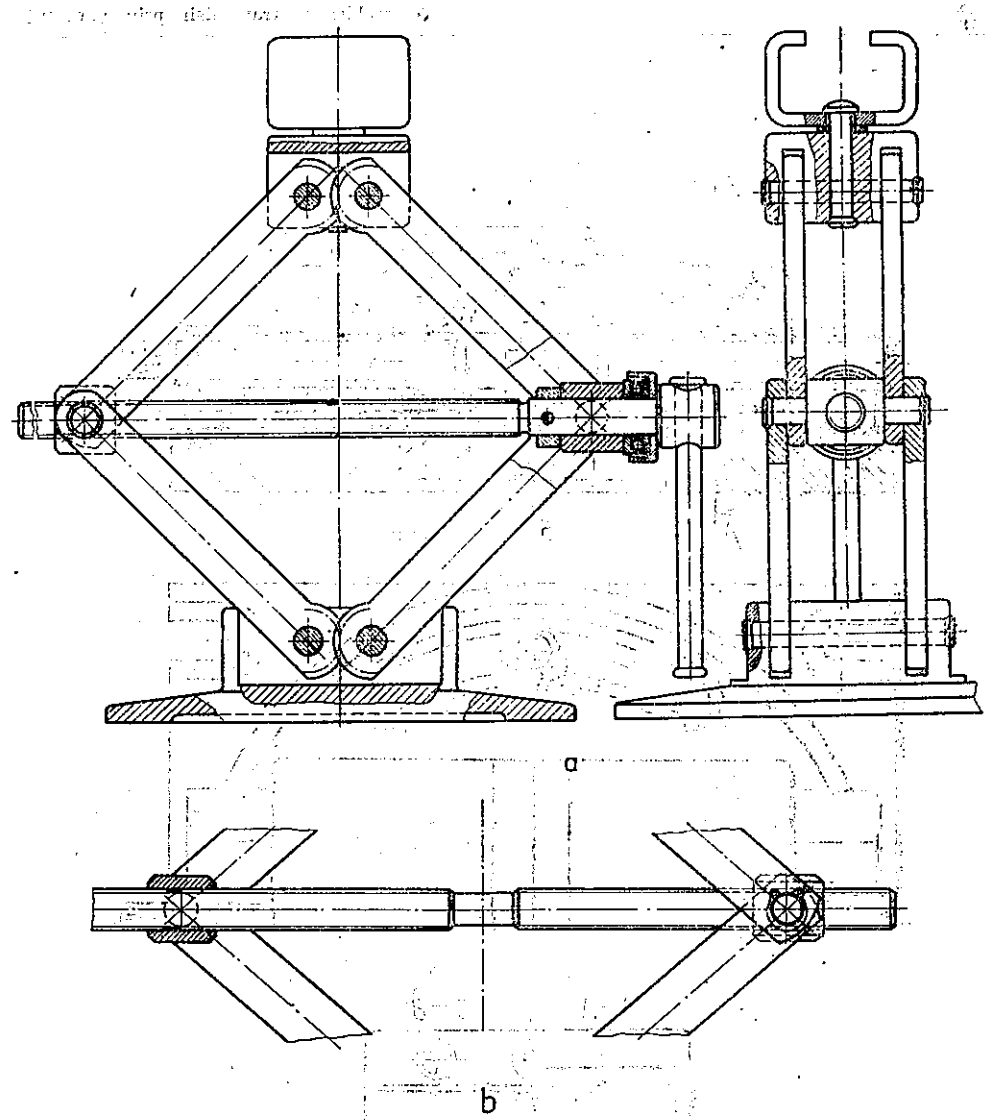


Fig. 2.27. Cric cu şurub şi pîrghii [16]:
a — cu o piuliţă; *b* — cu două piuliţe.

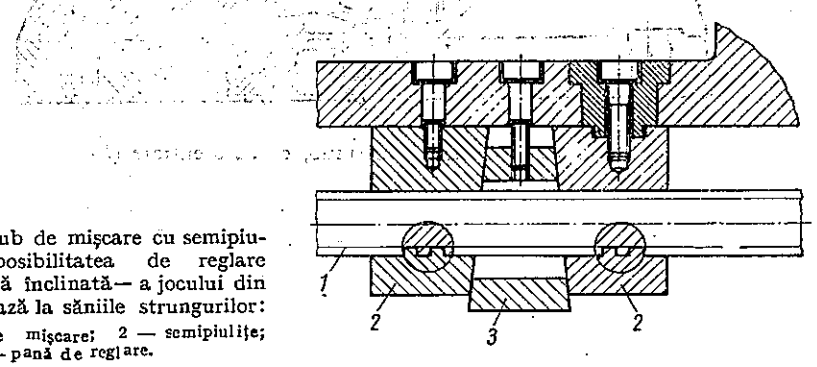


Fig. 2.28. Şurub de mişcare cu semipiuliţe, avînd posibilitatea de reglare —printr-o pană înclinată— a jocului din filet; se utilizează la săniile strungurilor:
1 — şurubul de mişcare; 2 — semipiuliţe; 3 — pană de reglare.

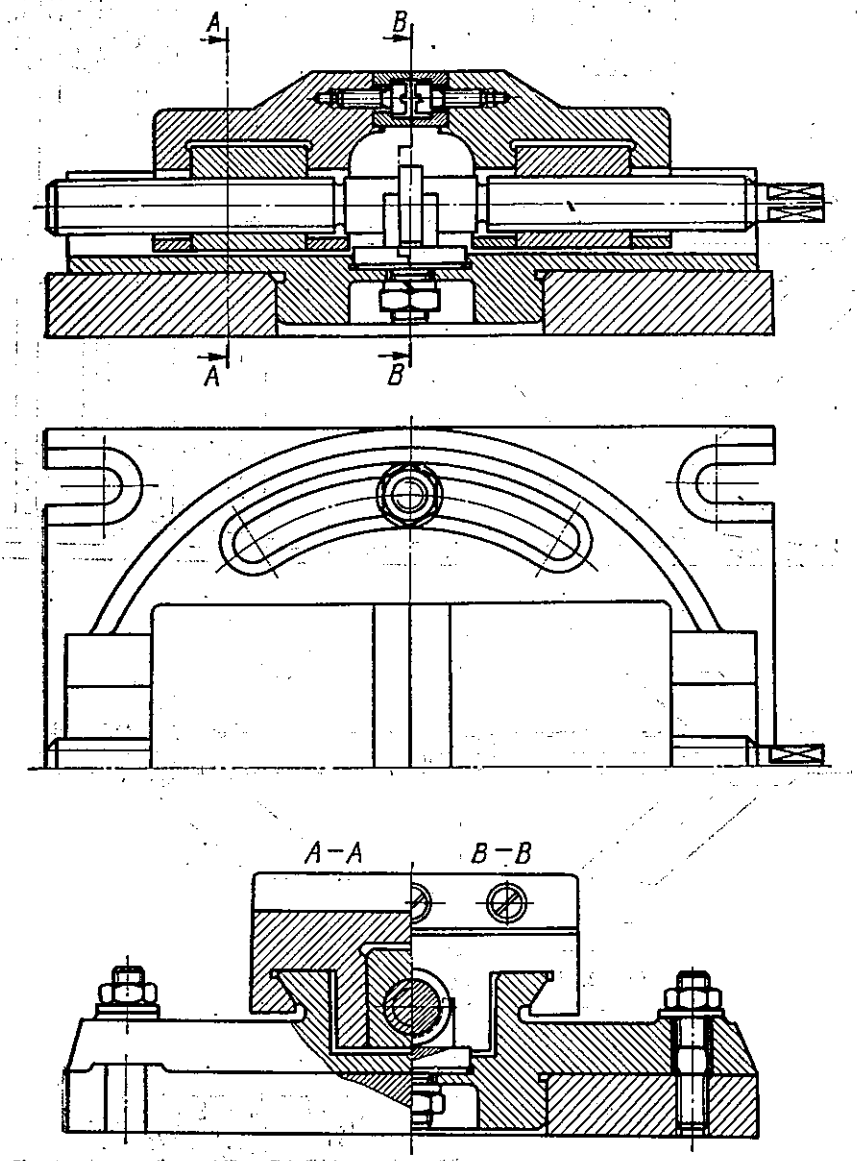


Fig. 2.29. Menghină cu șurub, cu autocentrare [16].

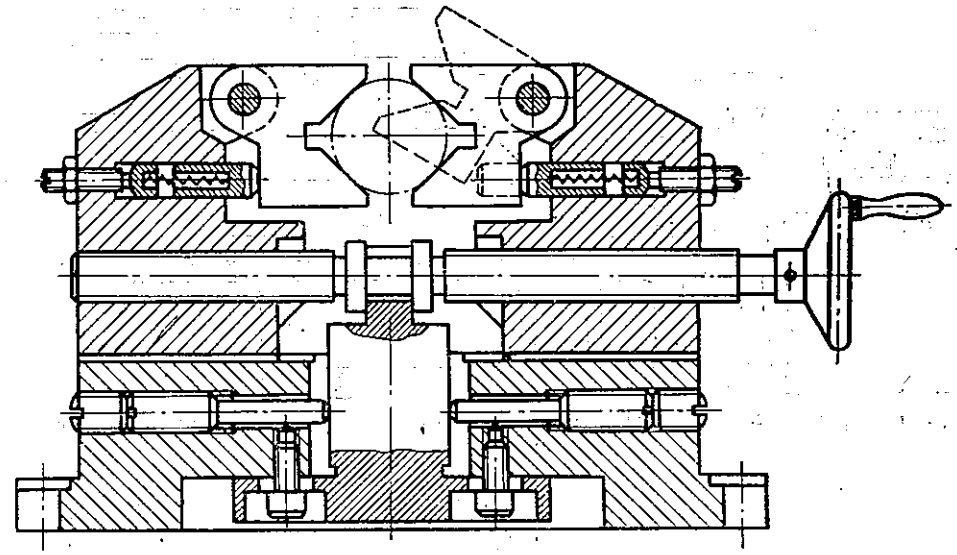


Fig. 2.30. Mecanism autocentrat, cu prisme articulate (menghină cu șurub) [27].

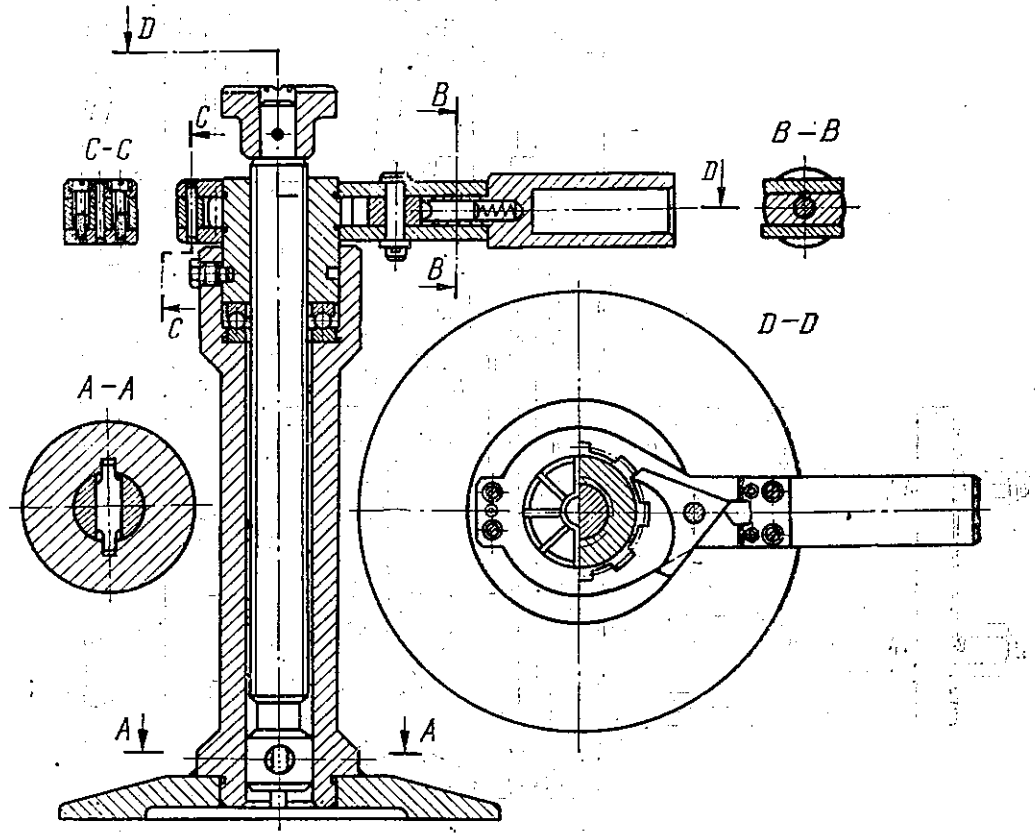


Fig. 2.31. Cric cu piuliță rotitoare [16]; piulița execută mișcarea de rotație, iar șurubul — de translație.

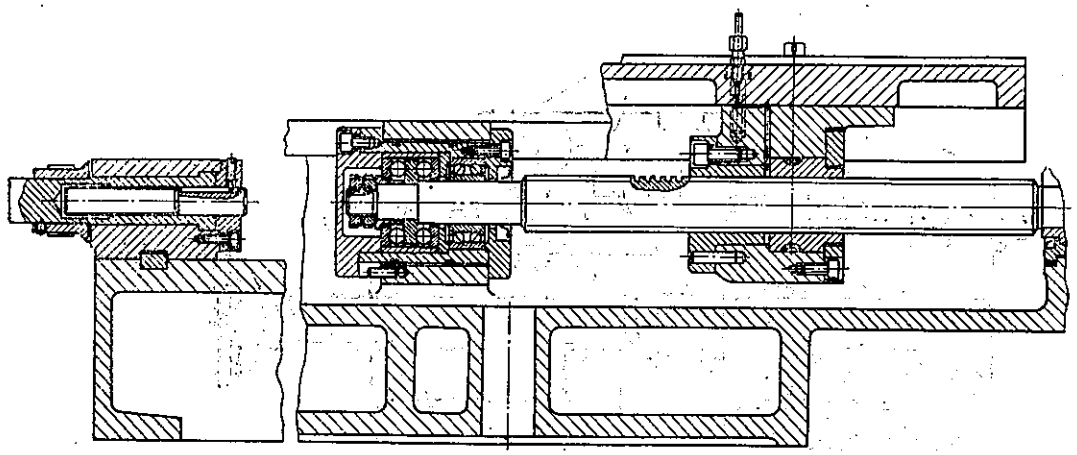


Fig. 2.32. Exemplu de utilizare a șurubului de mișcare pentru mișcarea de avans la un cap de găurit [26].

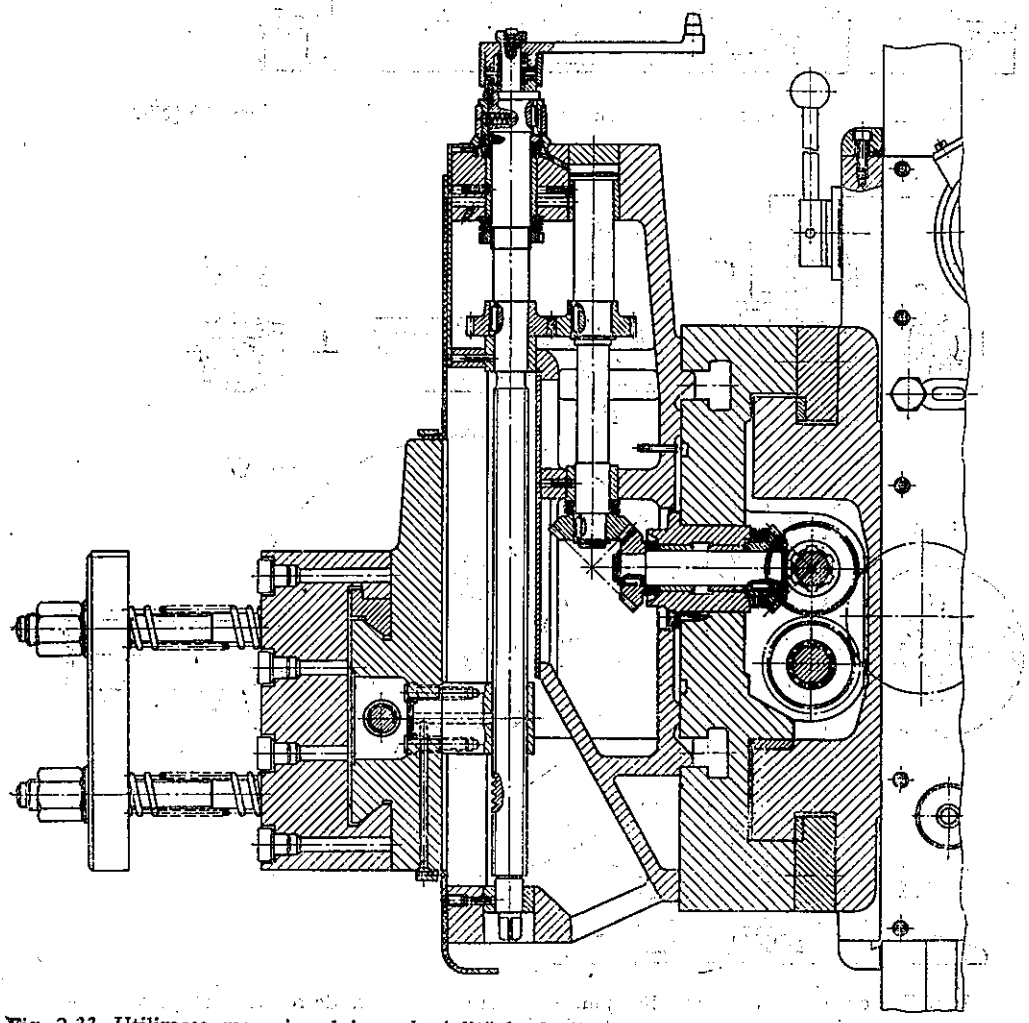


Fig. 2.33. Utilizarea mecanismului șurub-piuliță la deplasarea saniei portcuțit (deplasare manuală sau automată) de la un strung frontal [26].

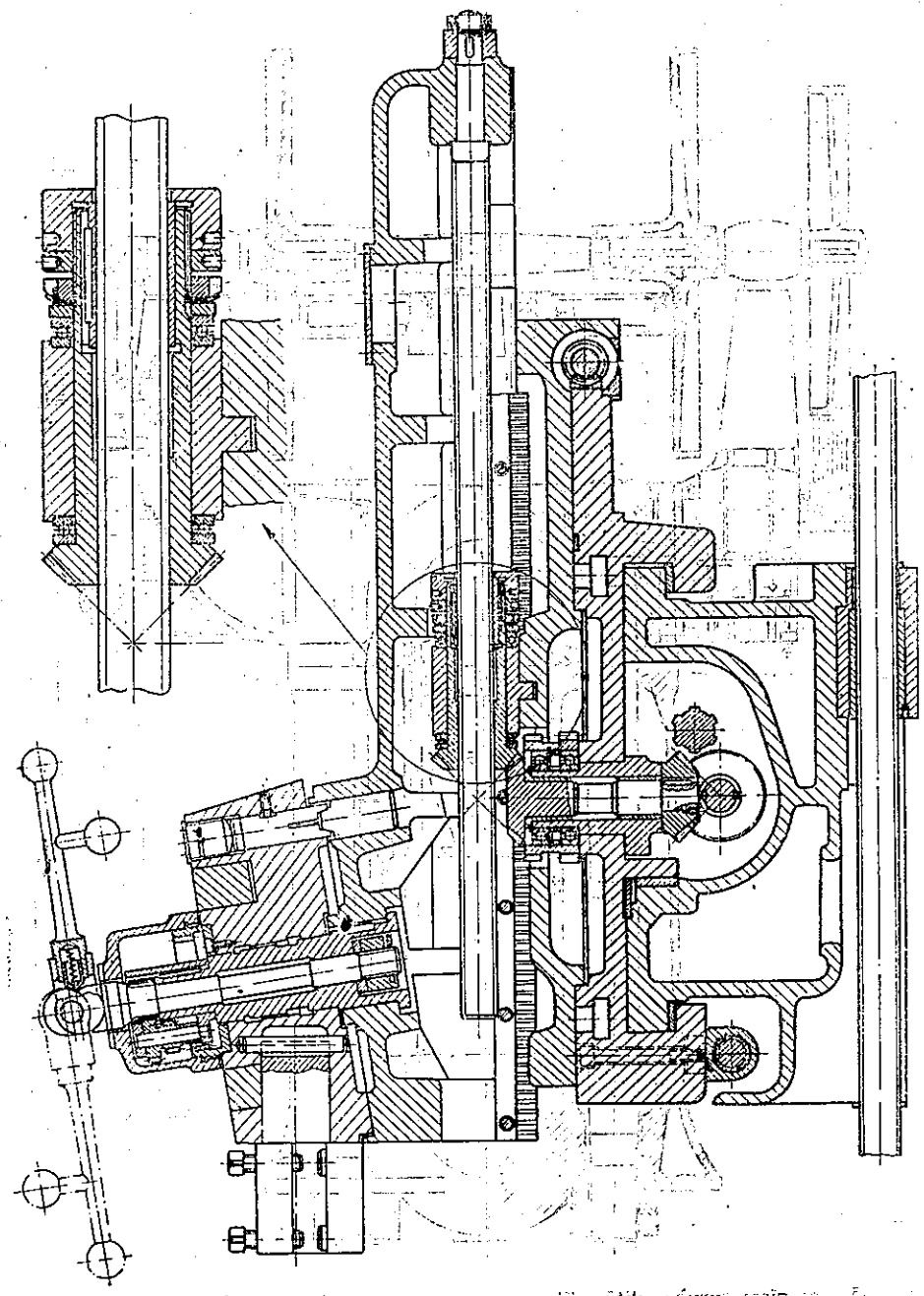


Fig. 2.34. Antrenarea saniei, printr-un șurub de mișcare, la un strung carusel [26].

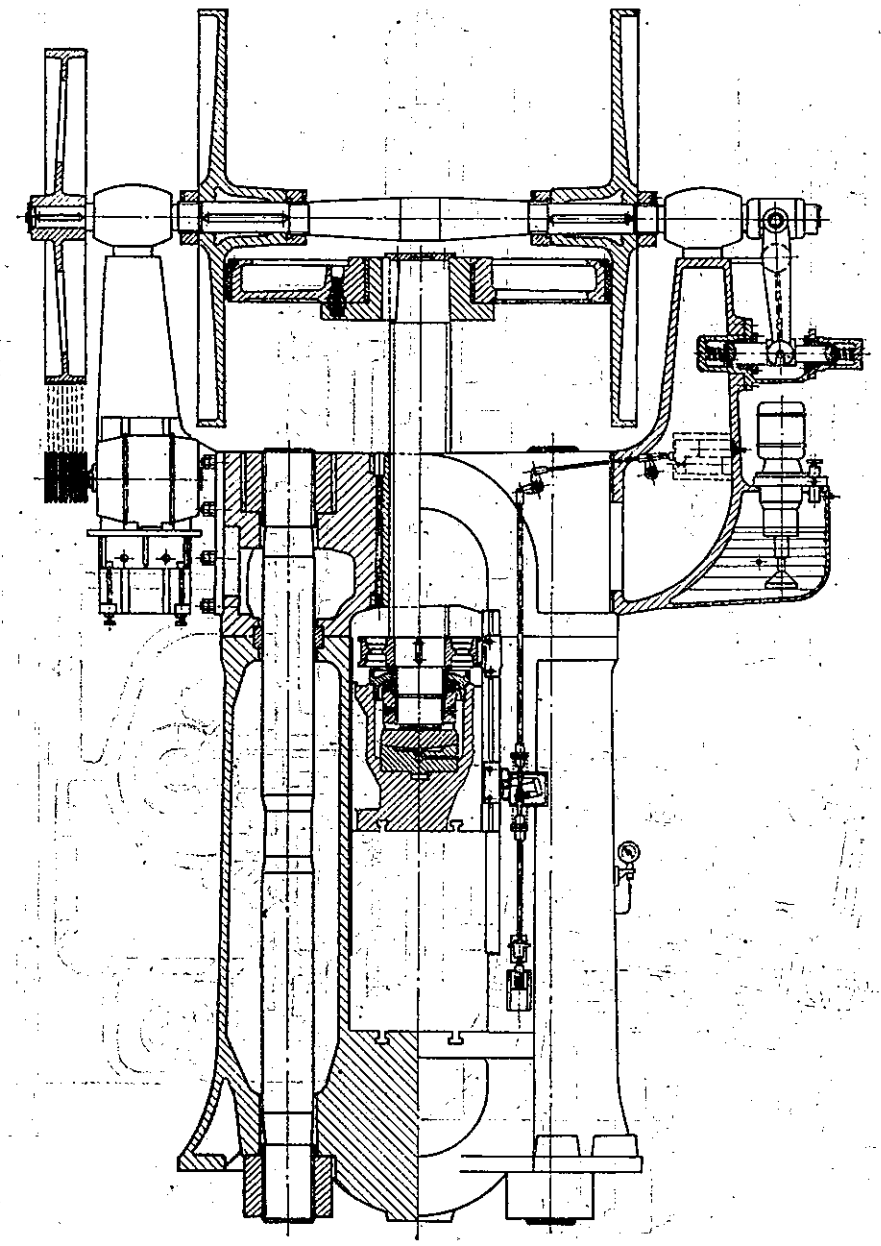
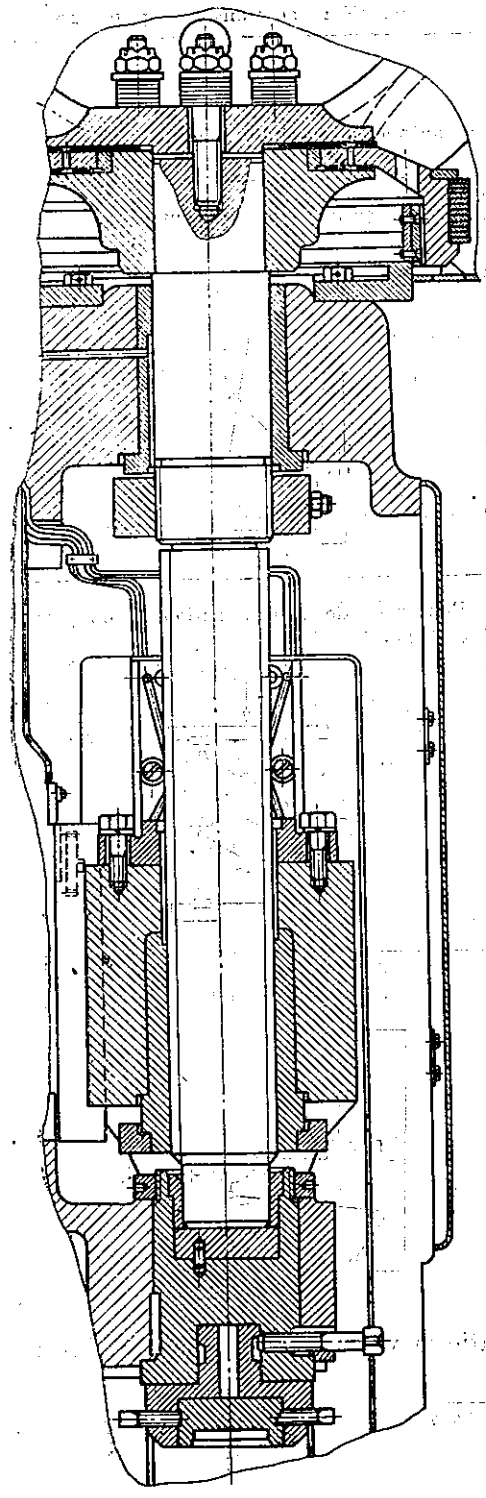


Fig. 2.35. **Mecanism şurub-piuliţă** utilizat într-o presă cu şurub de tip Kieserling (R.F.G.) [18].



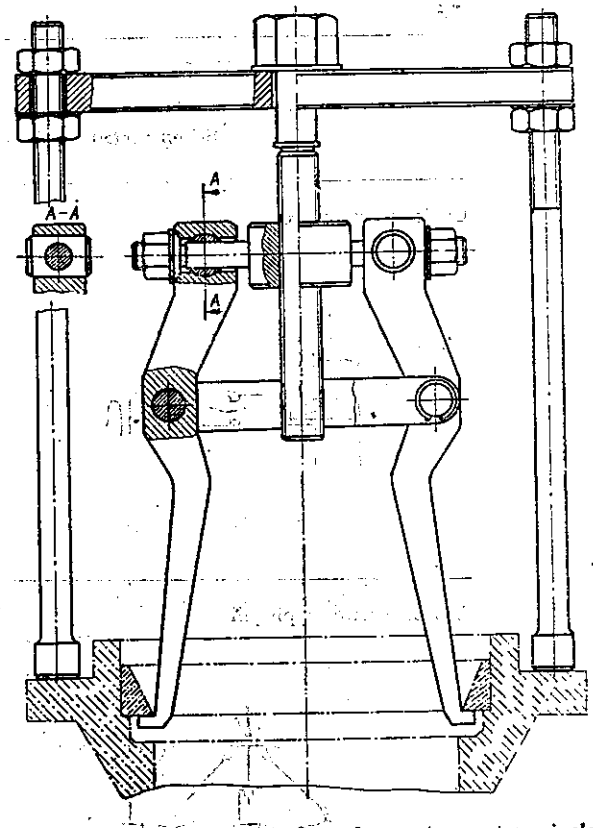
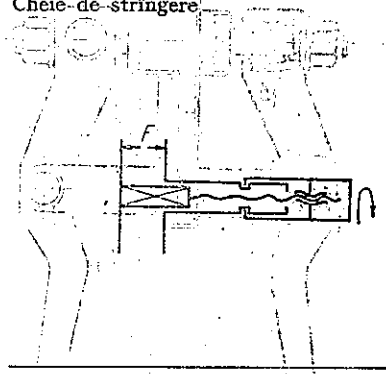
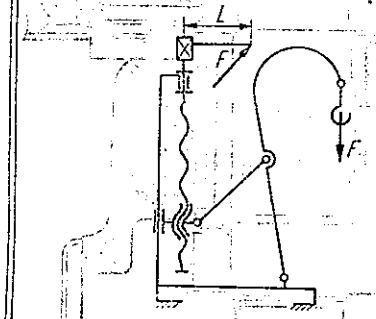
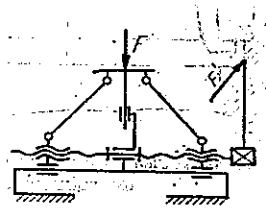
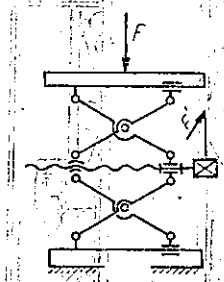
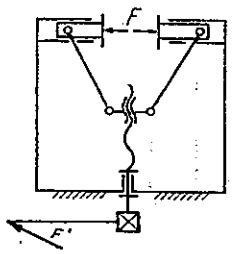
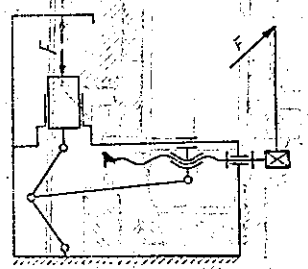


Fig. 2.37. **Presă reglabilă cu şurub, pentru extras inele de rulmenţi.**

Fig. 2.36. **Exemplu de utilizare a şurubului de mişcare la o presă cu şurub tip „Progresul" Brăila.**

Tabelul 2.18

Scheme structurale de mecanisme șurub-piuliță [16]

Cheie de strîngere 	Cric cu șurub și pîrghii pentru bărci 
Cric cu șurub și pîrghii 	Platformă de ridicat acționată cu șurub și pîrghii 
Presă cu șurub și fălci mobile 	Presă cu șurub și pîrghii 

În cazul în care toată masa de rotație (a volantului) este legată direct de șurub [31],

$$F_{max} = \sqrt{2k_t E \eta},$$

unde: F_{max} este forța maximă de deformare (de lovire) a matrițelor; k_t — rigiditatea dinamică totală a presei; E — lucrul mecanic de deformare efectiv (inclusiv berbecul); η — randamentul mecanic total al presei.

Conform [13] se poate aprecia că

$$F_{max} = 2F_N.$$

În continuare, pentru determinarea celorlalte elemente ale șuruburilor de mișcare — utilizate la presele cu șurub — se pot utiliza indicațiile din tabelul 2.16.

2.3. Transmisii prin șuruburi, cu corpuri de rostogolire

Aceste transmisii asigură — concomitent cu transformarea mișcării de rotație în translație sau invers (fig. 2.38) — și modificarea forței axiale transmise. Corpurile de rostogolire — prin intermediul cărora se realizează contactul dintre șurubul de mișcare și piulița respectivă — determină caracterul deosebit al acestor cuple, conducînd la o mărire esențială a randamentului acestora [18, 22, 23, 28, 29, 35—43].

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul și proiectarea transmisiilor șurub-piuliță cu bile sînt indicate în tabelul 2.19, în fig. 2.39 fiind prezentată schema logică aferentă.

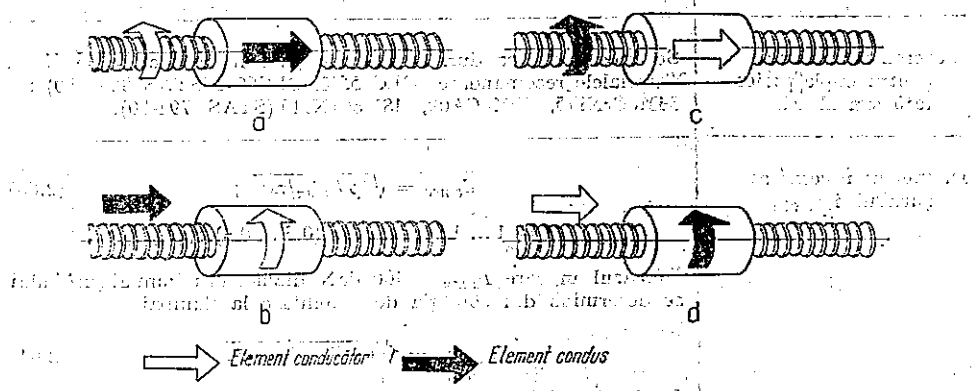


Fig. 2.38. Diferite soluții constructive de cuple șurub-piuliță, în funcție de caracterul transmiterii mișcării [18, 23]:
a — piulița în mișcare de translație, iar șurubul — de rotație; *b* — piulița în mișcare de rotație, iar șurubul — de translație *c* — piulița în mișcare de translație, iar șurubul — de rotație (cel mai frecvent caz); *d* — piulița în mișcare de rotație, iar șurubul — de translație.

Tabelul 2.19

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul şi proiectarea transmisiilor şurub-piuliţă cu bile [21, 23, 35, 37, 42]

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări. Valori admisibile
Date iniţiale de calcul	Din schema cinematică a mecanismului — în care se utilizează cupla şurub-piuliţă — se determină: — lungimea cursei şurubului sau piuliţei; — modul de fixare a reazemelor şurubului; — pasul filetului p; — raportul de transmitere al mecanismului i_m; — turaţia n sau turaţiile $n_{i...k}$ — în cazul în care este probabilă apariţia unor solicitări variabile la anumite maşini-unelte — ale şurubului de mişcare sau piuliţei; — sarcina axială F sau sarcinile $F_{i...k}$; — $q_{i...k}$, procentul ciclului de funcţionare i, din ciclul total, cînd transmisia şurub-piuliţă funcţionează cu turaţia n_i şi sarcina F_i *Observaţie.* Pentru a asigura o tehnologie corespunzătoare de execuţie este necesară respectarea raportului: $l/d \leqslant 25$, pentru şuruburile de mişcare — cu profilul rectificat al filetului — în construcţia generală de maşini; $l/d \leqslant 15$, pentru şuruburile de mişcare, utilizate în mecanica fină
Sarcina axială maximă F_{max}	Se determină din condiţiile de solicitare a mecanismului în care se utilizează cupla şurub-piuliţă sau se impune
Tipul constructiv al cuplei şurub-piuliţă	Se alege din cataloagele firmei (v. şi fig. 2.38), în funcţie de soluţia adoptată pentru mecanismul proiectat
Alegerea materialelor pentru cupla proiectată sau aleasă	Se recomandă ca duritatea suprafeţelor în contact ≈ 60 HRC. Materialele recomandate OLC 55X, OLC60X (STAS 880—80); 34MoCrNi15, 30MoCA09, 18MoCrNi15 (STAS 791-80).
Diametrul necesar al şurubului $d_{s\,nec}$	$d_{s\,nec} = \sqrt{4\beta F_{max}/\pi\sigma_{ac}}$; (2.60) $\beta = 1 \ldots 1{,}3$; $\sigma_{ac} = (0{,}3 \ldots 0{,}4)\,\sigma_{02}$ [21]. În cazul în care $F_{max} > 100$ daN, diametrul minim al şurubului se determină din condiţia de stabilitate la flambaj $d_{s\,min} = \sqrt[4]{64 F_{max} l_f^2 c_f/\pi^3 E}$, (2.61) l_f, din fig. A.2—7; c_f, din tabelul A.2—7. d_s se rotunjeşte — prin majorare — la o valoare corespunzătoare celor din cataloagele firmelor specializate, pentru tipul ales al profilului filetului, respectiv al căii de rulare (v. de exemplu fig. A.2—8).

Tabelul 2.19 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări. Valori admisibile.
Precizia de execuţie $\Sigma\Delta p/l$	$\Sigma\Delta_p/l + j_{ax} \leqslant \Delta l_{max}/l$, (2.62) cu $j_{ax} = 0$, pentru cuplele reglabile, cu pretensionare, sau $j_{ax} = (d_e - d_b)/2\cos\gamma$; (2.63) $\Delta l_{max}/l$ — abaterea maximă admisibilă a deplasării liniare (dată impusă). *Observaţie.* Precizia se alege conform datelor firmelor specializate în funcţie de precizia impusă mecanismului din care face parte cupla respectivă (v. de exemplu tabelul A. 2—8).
Sarcina axială medie a ciclului de solicitare F_m	$F_m = \left(\sum_1^k F_i^3 \frac{n_i}{n_m} \cdot \frac{q_i}{100}\right)^{1/3}$ (2.64) cu $n_m = \sum_1^k \frac{q_i}{100} n_i$. (2.65)
Durabilitatea convenţională L_{conv}	$L_{conv} = \sqrt[3]{F_m/C}$ (2.66)
Capacitatea dinamică necesară C_{nec}	$C_{nec} = F_m(60\,L_h v/10^6 v_a)^{1/3}$, (2.67) cînd este impusă durata de funcţionare L_h, în ore; v, în mm/min şi v_a, în mm/rot
Capacitatea dinamică de încărcare a cuplei C	$C = F_m L^{1/3}$; $C = F_m\left(\frac{n_{ech} H}{10^6 v_a}\right)^{1/3}$; $L_h = \frac{10^6 L}{n \cdot 60}$. (2.68) În funcţie de temperatura de regim $C_{T[°C]} = C K_T$ şi $L_{T[°C]} = L K_L$. (2.68′) $K_T < 1$, $K_L < 1$, conform datelor firmelor specializate [35—43]
Momentul de frecare din cuplă M_{fr}	$M_{fr} = F_{max} v_a 10^{-3}/2\pi\eta \leqslant M_{motor}$ [daN.m]; (2.69) $\eta = \operatorname{tg}\beta_m/\operatorname{tg}(\beta_m + \varphi_r)$, (2.70) pentru cazul antrenării prin rotaţie (şurub sau piuliţă); $\eta = \operatorname{tg}(\beta_m - \varphi_r)/\operatorname{tg}\beta_m$, (2.70′) pentru cazul antrenării prin translaţie (şurub sau piuliţă), cu $\beta_m = \operatorname{arc\,tg}\frac{p}{\pi[d_s + d_s(1 - \sin\gamma) + d_b\sin\gamma]}$, (2.71) şi $\varphi_r = 2°52' \ldots 3°18'$, pentru $\beta_m = 0 \ldots 30°$,

Tabelul 2.19 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări. Valori admisibile
Elemente geometrice ale cuplei	$d_b = (0{,}5 \ldots 0{,}65)\, p \leqslant (2{,}5 \ldots 10)$ mm, (2.72) rotunjindu-se la o valoare normalizată; $r_c = (0{,}515 \ldots 0{,}52)\, d_b$, (2.73) pentru profilul semicircular (v. fig. A.2–8, *a*); $x = (r_c - d_b/2)\cos\gamma$; (2.74) se precizează $d_m = d_s + 2(r_c - x)$. (2.75) Diametrul exterior al filetului piuliței $D_1 = d_m + 2(r_c - x)$. (2.76) Jocul radial convențional $\Delta = 4(r_c - r_b)(1 - \cos\gamma)$. (2.77) Pentru profilul din fig. A.2–8, *a* $h = (0{,}30 \ldots 0{,}35)\, d_b$, (2.78) valoarea minimă recomandîndu-se pentru forțe axiale mici, iar maximă — pentru forțe axiale mari. Astfel $d = d_s + 2h$, (2.79) iar diametrul interior al filetului piuliței (diametrul alezajului în piuliță): $D = D_1 - 2h$. (2.80)
Sarcina normală pe bilă Q_n	$Q_n = F_{max}/i\psi\, z \sin\gamma \cos\beta_m$, (2.81) cu $\psi = 0{,}8 \ldots 0{,}9$ [21]
Numărul minim de bile active pe o spiră activă a piuliței z	$z = F_{max}/Q_n\psi\, i \sin\gamma \cos\beta_m$, cu $Q_n = \sigma_{ak}^3 \left(\frac{e_a e_b}{5{,}88 \cdot 10^{-2}}\right)^3 \Big/ 4E^2 \left(\frac{2}{d_b} + \frac{\cos\beta_m}{d_s} - \frac{\sin\gamma}{d_s + d_c(1 - \sin\gamma)}\right)$, (2.83) cu: $\sigma_{ak} = 250 \ldots 300$ daN/mm² [21], la funcționare de scurtă durată, *) admițîndu-se $\sigma_{ak} = 400$ daN/mm²; se aleg e_a și e_b

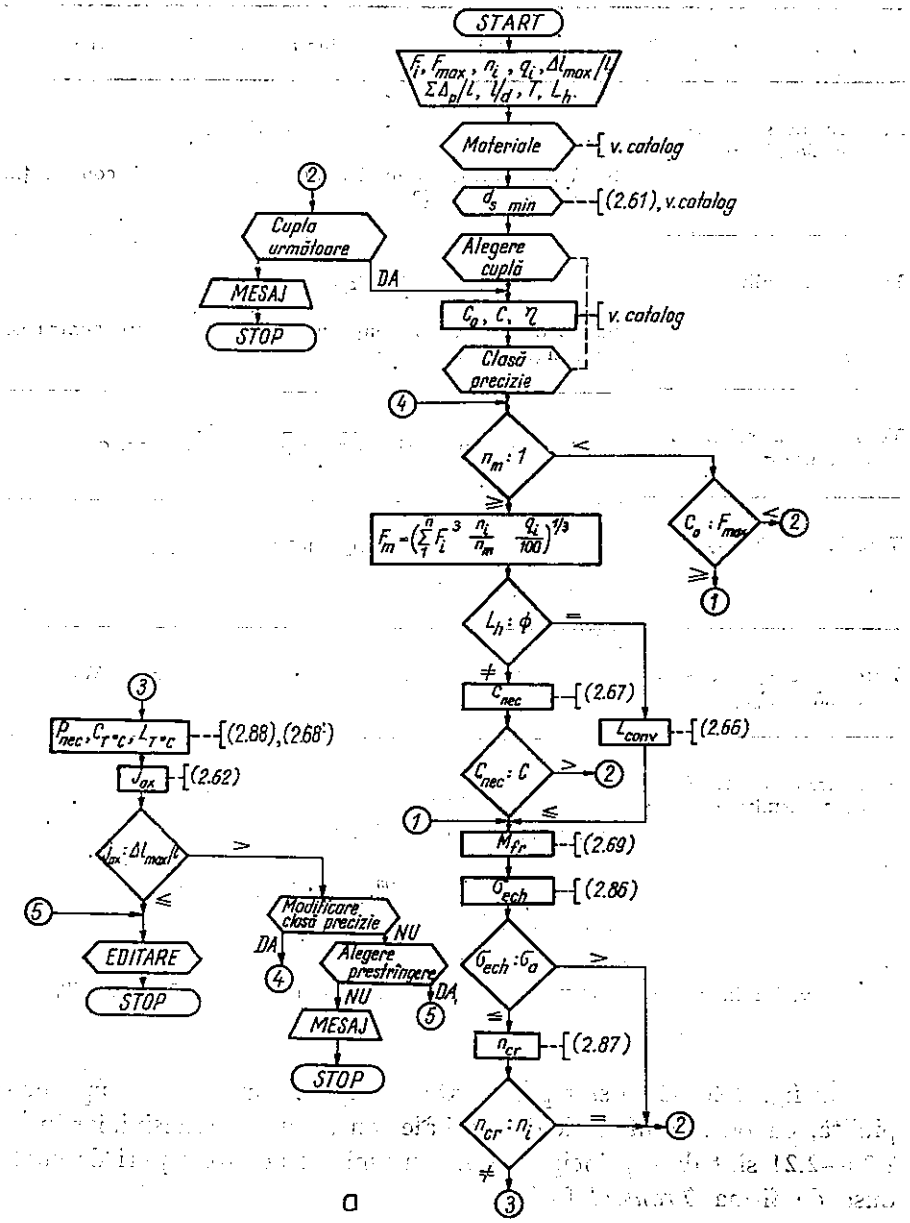
Tabelul 2.19 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări. Valori admisibile
Numărul de spire active ale piuliței z_s	$z_s = \cos\beta_m\, z d_b/\pi d_m$ (2.84) Numărul total de spire al piuliței z_{st} depinde de construcția canalului de readucere [21]
Lungimea piuliței l'_p	$l'_p = [z_{st} + (1 \ldots 1{,}5)]\, p$, (2.85) valoarea calculată neconținînd canalele necesare pentru sistemul de etanșare
Verificarea la solicitări compuse σ_{ech}	$\sigma_{ech} = \sqrt{(4F_{max}/\pi d_s^2)^2 + 4(M_{fr}/0{,}2\, d_s^3)^2} \leqslant \sigma_{at}$ (2.86)
Turația critică, n_{cr}	$n_{cr} = 402 \cdot 10^5 a^2 d_s/l'^2$ [rot/min]; (2.87) a, din fig. A.2–7
Puterea necesară antrenării P_{nec}	$P_{nec} = 0{,}736\, F_{max} v_a\, n \cdot 10^{-3}/60 \cdot 75\, \eta$ [kW] (2.88)
Precizarea raportului de transmitere i_m	$i_m = p/\pi d_m = \operatorname{tg}\beta_m$, (2.89) pentru șurubul cu un început și $i_m = i'p/\pi d_m = \operatorname{tg}\beta_m$, (2.89') pentru șuruburile cu i' începuturi

*) v. Rabinovici, I.ș.a. *Rulmenți*. București, Editura tehnică, 1977, p. 76–79, tabelul 2.1.

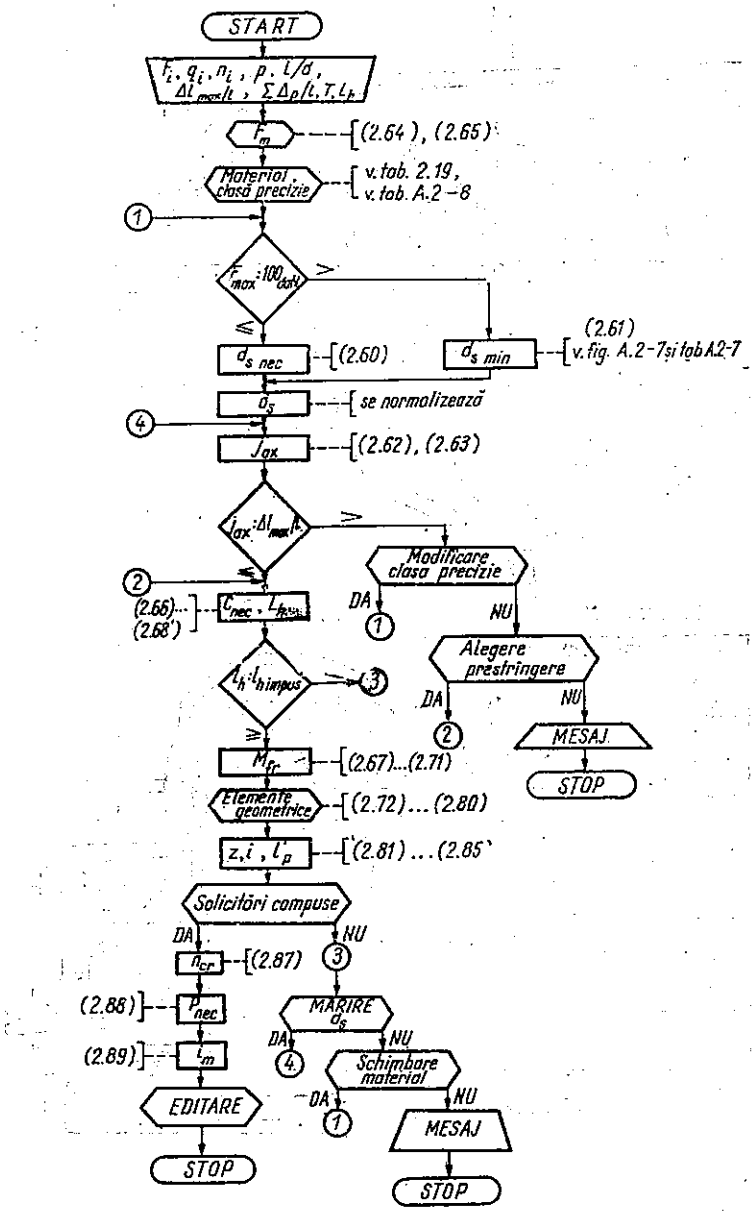
În fig. 2.40—2.44 sînt prezentate exemple de utilizare a cuplelor șurub-piuliță, cu bile, în diferitele domenii ale construcției de mașini, iar în tabelele 2.20—2.21 sînt date principalele dimensiuni ale acestor tipuri de cuple produse de firma *Transrol* [42].

La cuplele șurub-piuliță se utilizează și alte corpuri de rostogolire, în special pentru a transmite solicitări mari axiale; se folosesc — în locul bilelor — role cilindrice, conice, filetate și cu canale circulare. Astfel de construcții



a

Fig. 2.39. Schema logică pentru calculul transmisiilor șurub-piuliță, cu bile:
a — alegerea cuplei normalizate; *b* — calculul de proiectare



b

Fig. 2.39, *b*

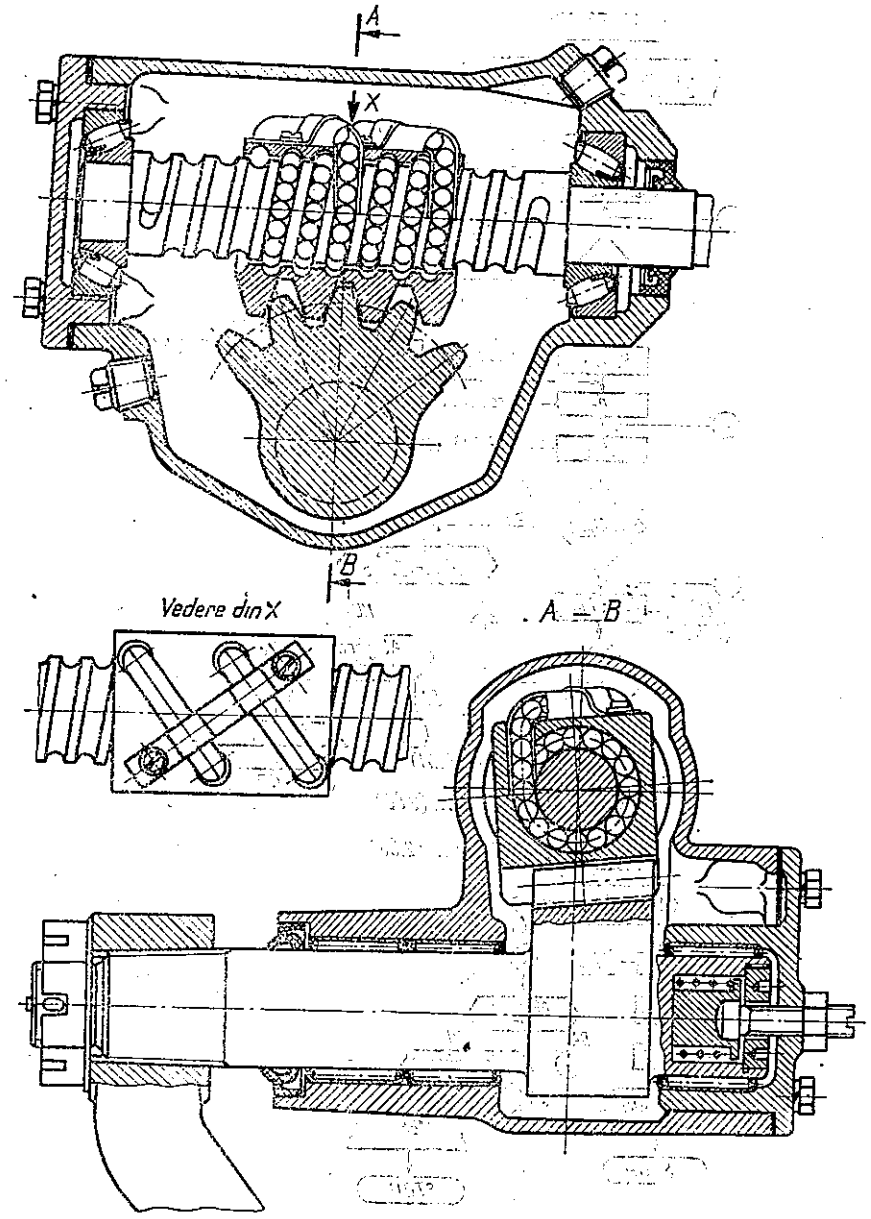


Fig. 2.40. Utilizarea cuplei șurub-piuliță, cu bile, în mecanismul de direcție al unui autocamion [21].

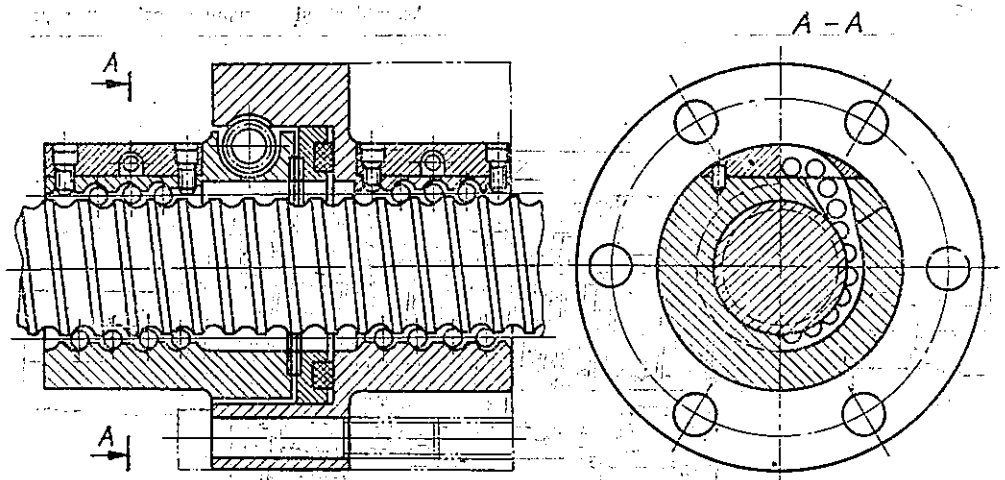


Fig. 2.41. Exemplu de utilizare a transmisiei șurub-piuliță, cu bile, cu două piulițe — cu acțiune unilaterală de frînare — la acționarea avansului vertical de la o mașină de frezat cu comandă program [21].

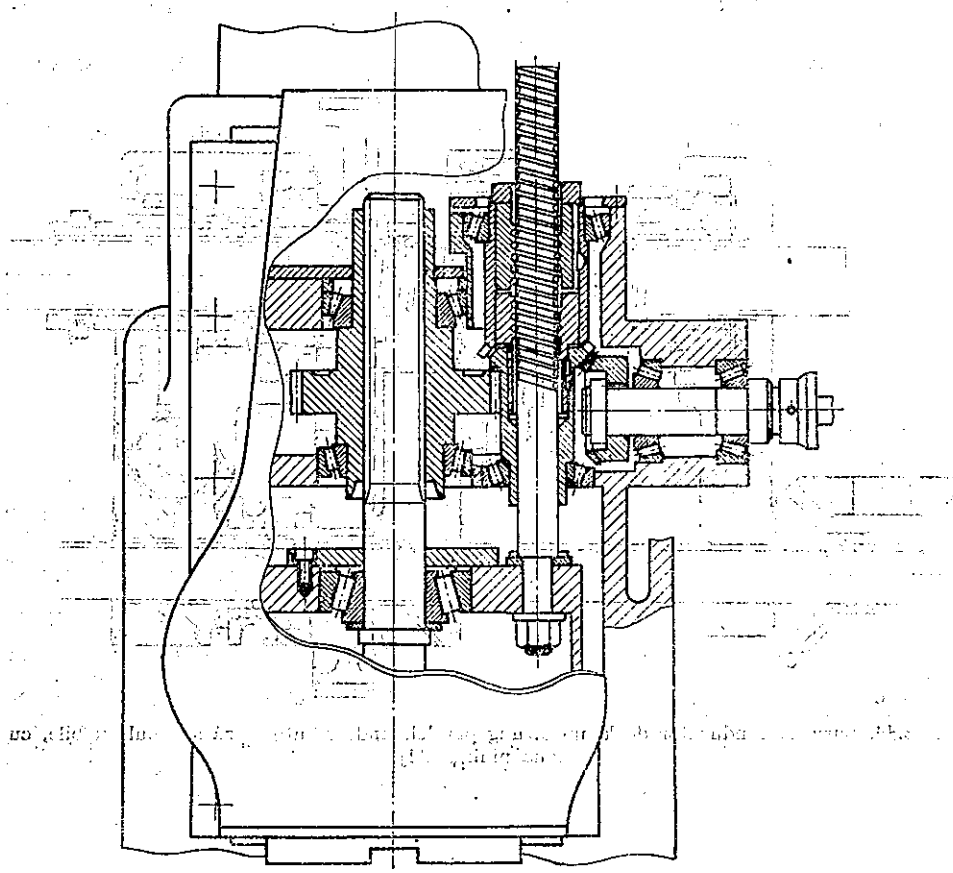


Fig. 2.42. Mecanismul de acționare a avansului vertical al unei mașini-unelte, de frezat, în care se montează cupla șurub-piuliță, cu bile [21].

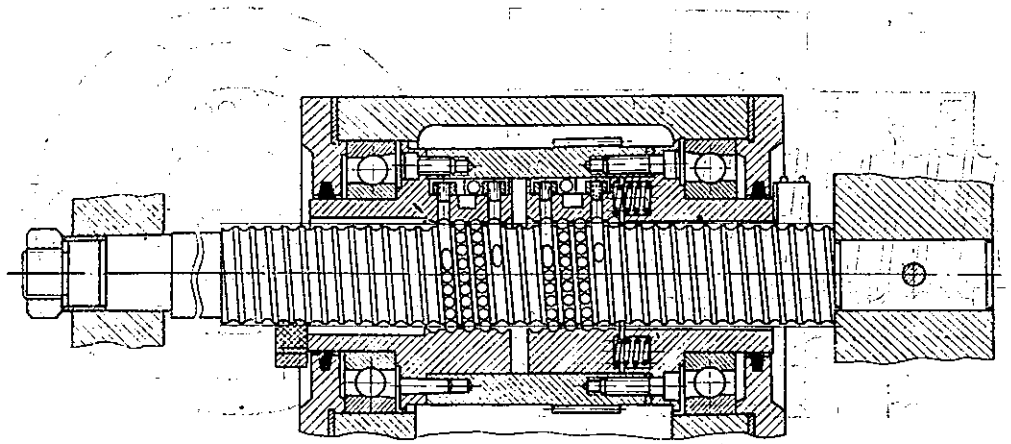


Fig. 2.43. Utilizarea şurubului cu bile în mecanismul de acţionare a avansului capului de frezat de la o maşină-unealtă cu comandă program [21].

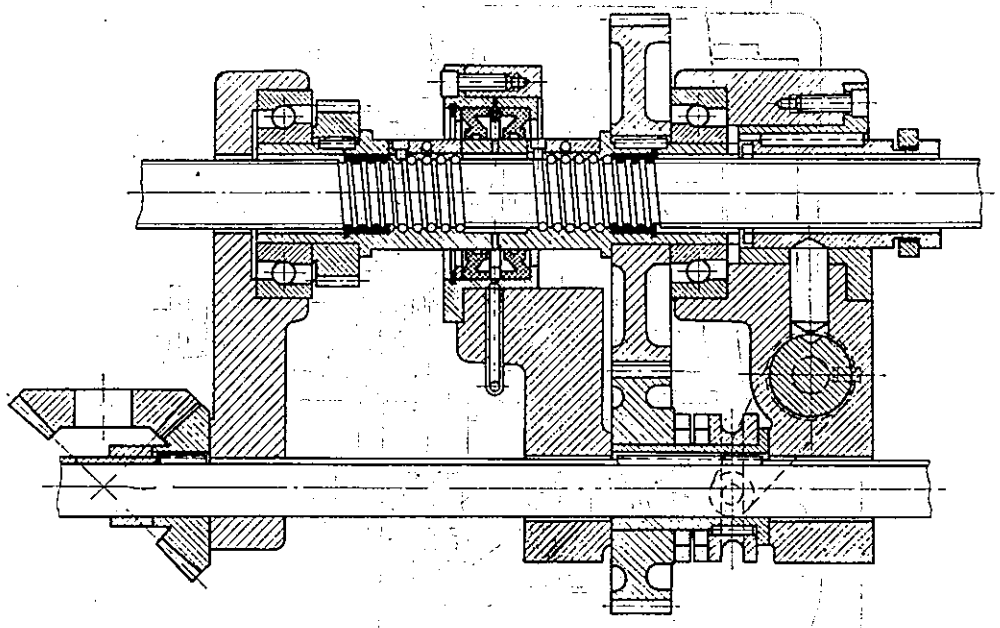
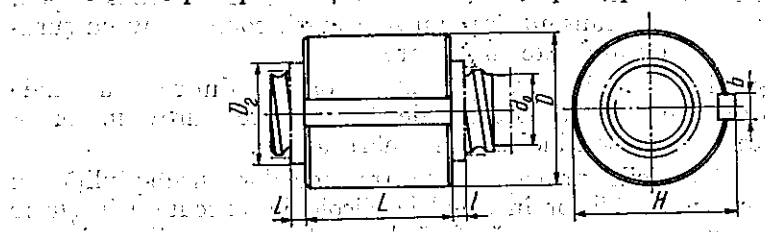


Fig. 2.44. Şurubul conducător de la un strung paralel, unde se utilizează şurubul cu bile, cu două piuliţe [21].

Tabelul 2.20

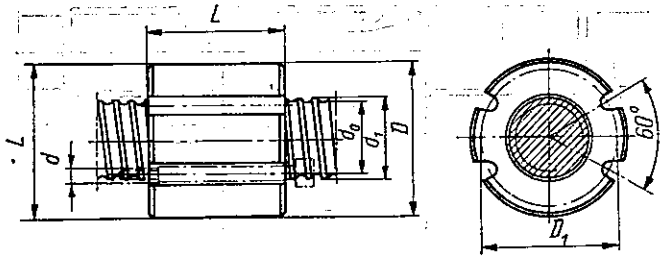
Dimensiunile principale ale şuruburilor cu bile, tip ST, produse de firma Transrol [42]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm							Capacitatea de încărcare, N	
	d_o	D g6	D_1 js13	L b9	H 0—0,1	l	b h9	C	C_o
	Serie uşoară — 4 spire active								
STCZ 25 × 5 R 1	21,5	40	30	45	43	2	7	12 700	36 500
STCZ 32 × 5 R 1	27,5	48	38	45	51	2	7	14 000	47 500
STCZ 40 × 5 R 1	36,5	56	46	45	59	2	7	16 600	62 000
STCZ 40 × 10 R 1	32	62	46	65	65,5	7	12	39 000	106 000
STCZ 50 × 10 R 1	41	72	56	65	75,5	7	12	43 000	134 000
STCZ 63 × 10 R 1	55	85	69	65	88,5	7	12	49 000	173 000
	Serie grea — 6 spire active								
STDZ 80 × 10 R 1	73	105	90	85	108,5	7	12	73 500	340 000

Tabelul 2.21

Dimensiunile principale ale şuruburilor cu bile, tip SC, produse de firma Transrol [42]*)



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm							Capacitatea de încărcare, N	
	d_o	d_1	D e8	*Pasul*	L h9	D_1	d	C	C_o
SCBA 20 × 5 R1	16,5	20	45	5	33	40	M4	6 950	11 000
SCCA 20 × 5 R1	16,5	20	45	5	48	40	M4	14 000	22 400
SCBA 25 × 5 R1	21,5	25	50	5	33	44	M5	7 800	14 000
SCCA 25 × 5 R1	21,5	25	50	5	48	44	M5	15 600	28 500
SCBA 32 × 8 R1	26,5	32	65	8	46	58	M6	16 000	28 500
SCCA 32 × 8 R1	26,5	32	65	8	70	58	M6	32 000	56 000
SCBA 40 × 8 R1	34,5	40	74	8	50	65	M8	18 300	36 000
SCCA 40 × 8 R1	34,5	40	74	8	74	65	M8	36 000	72 000
SCBA 50 × 10 R1	43,5	50	92	10	60	81	M10	26 000	55 000
SCCA 50 × 10 R1	43,5	50	92	10	90	81	M10	51 000	108 000
SCDA 50 × 10 R1	43,5	50	92	10	120	81	M10	75 000	163 000
SCCA 63 × 10 R1	56,5	63	108	10	93	97	M10	57 000	137 000
SCDA 63 × 10 R1	56,5	63	108	10	123	97	M10	85 000	204 000

*) SCBA, cu un canal de recirculare; SCCA, cu două canale de recirculare.

sînt prezentate în fig. 2.45—2.47, în tabelele 2.22 și 2.23 fiind date dimensiunile și parametrii principali ai transmisiilor produse de firma *Transrol* [42].

Varianta din fig. 2.46 transmite sarcini mai mari, comparativ cu șuruburile cu bile și are o durabilitate mai mare.

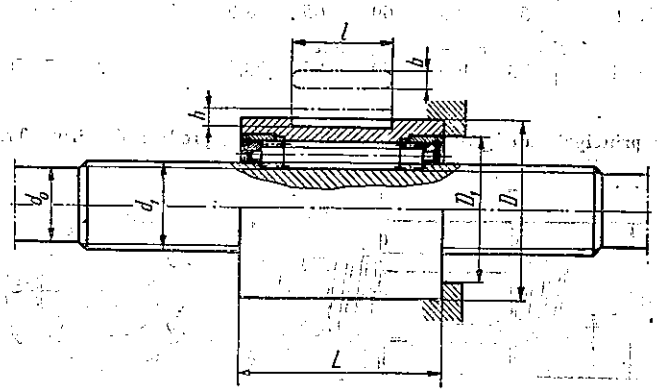
Transmisia șurub-piuliță din fig. 2.47 [42] — formată din role cu canale circulare — permite reducerea raportului de transmitere dintre motor și transmisia respectivă, transmițînd sarcini mari axiale.

Una din caracteristicile principale ale transmisiilor șurub-piuliță cu bile o constituie circulația bilelor în canalele elicoidale, executate în șurub sau piuliță. Pentru ca bilele să nu iasă afară din piuliță s-au realizat sisteme de recirculare a bilelor.

În fig. 2.48—2.51 se prezintă cîteva din sistemele de recirculare a bilelor utilizate de firmele de specialitate.

Tabelul 2.22

Dimensiunile principale ale șuruburilor cu role filetate tip SR, produse de firma Transrol [42]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm								Capacitatea de încărcare, N	
	d_0 —	d_1	D f 7	D_1	L 0—0,05	l 0—0,02	b h 9	h 0— 0,2	C —	C_a —
				Serie ușoară						
SRCZ 48 × 10 R8	47	49	78	73	65	25	5	5	51 000	156 000
SRCZ 60 × 10 R8	59	61	95	90	75	30	6	6	86 500	236 000
SRCZ 78 × 10 R8	77	79	125	113	90	35	7	7	134 000	310 000
SRCZ 96 × 16 R8	94	97	150	139	115	45	8	7	208 000	640 000
				Serie mijlocie						
SRCZ 16 × 6 R6	15	17	33	30	36	12	4	4	10 000	32 000
SRCZ 24 × 9 R6	23	25	48	43	50	18	5	5	20 000	68 000
SRCZ 46 × 12 R6	42	45	80	75	80	30	6	6	72 000	228 000
SRCZ 64 × 12 R6	62	65	115	108	115	45	8	7	166 000	430 000
SRCZ 80 × 12 R6	78	81	140	132	140	55	10	8	290 000	620 000

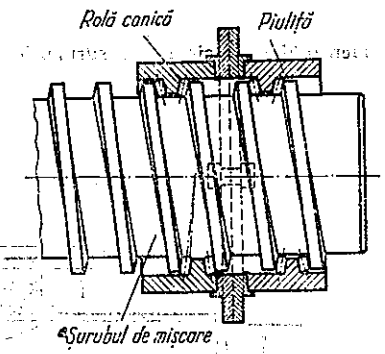


Fig. 2.45. Exemplu de cuplă șurub-piuliță cu role conice utilizată în cazul unor sarcini mari axiale [23].

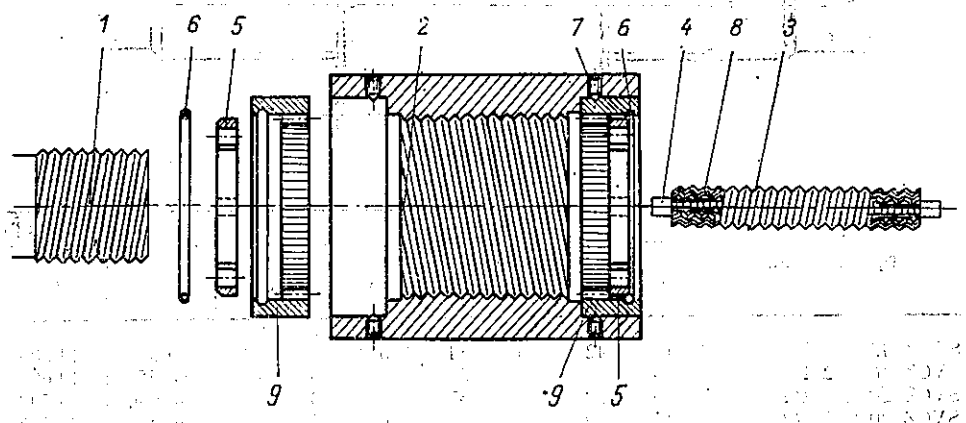


Fig. 2.46. Transmisie șurub-piuliță cu role filetate (sateliți), de tip Transrol SR [42]:
1 — șurub de mișcare cu profil triunghiular; *2* — piuliță cu filet interior; *3* — role filetate; *4* — partea cilindrică a colei; *5* — bucșe cu rol de menținere a poziției corecte a rolelor filetate; *6* — inel de siguranță; *7* — piuliță; *8* — partea danturată a rolelor; *9* — inele danturate interior, fixate în piuliță.

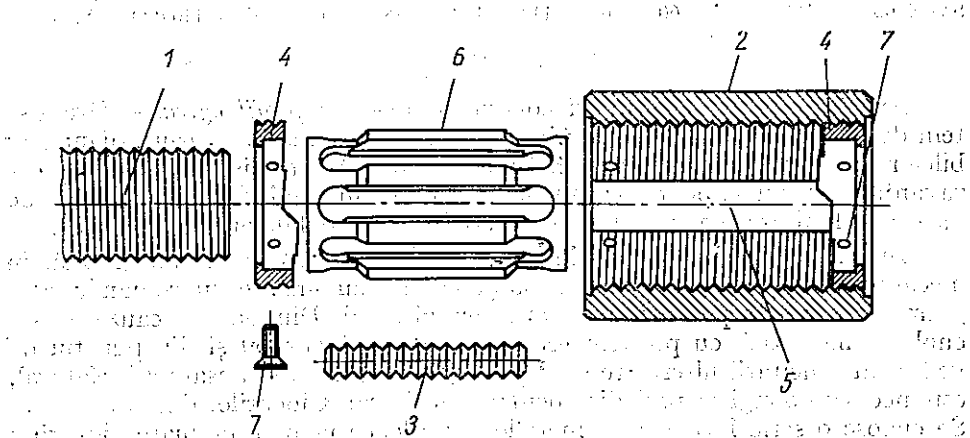
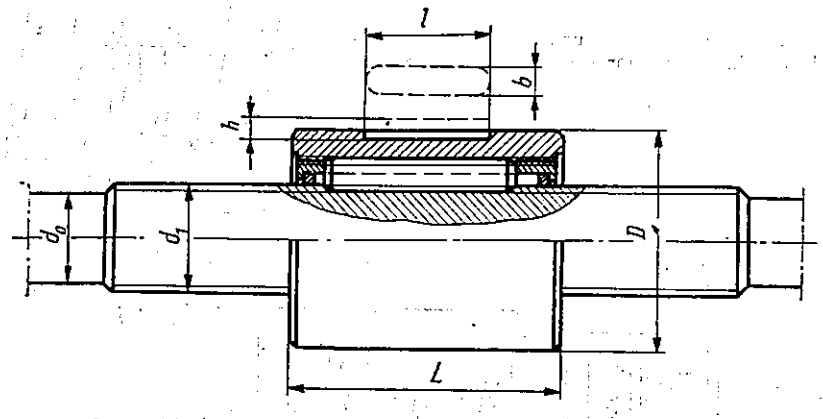


Fig. 2.47. Transmisie șurub-piuliță cu role cu canale circulare, de tip Transrol SV [42]:
1 — șurub de mișcare; *2* — piuliță; *3* — role cu canale circulare; *4* — cămă frontală; *5* — canal de recirculare; *6* — colivie; *7* — știft de fixare a camelor.

Tabelul 2.23

Dimensiunile principale ale șuruburilor cu role, cu canale circulare, tip SV, produse de firma Transrol [42]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm							Capacitatea de încărcare, N	
	d_0	d_1	D f7	L 0—0,05	l 0—0,02	b h9	h 0—0,2	C	C_0
SVCZ 12 × 2 R2	11	12	24	31	13	2	2	5 300	14 300
SVCZ 16 × 2 R2	15	16	29	31	13	3	3	6 550	19 600
SVCZ 20 × 1 R1	19	20	34	37	16	3	3	10 000	36 500
SVCZ 20 × 2 R2	19	20	34	37	16	3	3	10 000	36 500
SVCZ 25 × 1 R1	24	25	42	44	18	4	4	17 000	68 000
SVCZ 25 × 2 R2	24	25	42	44	18	4	4	17 000	68 000
SVCZ 32 × 2 R2	31	32	54	57	24	4	4	32 500	100 000
SVCZ 50 × 2 R1	48	50	82	85	34	6	6	55 000	275 000
SVCZ 63 × 3 R1	60	63	112	120	48	6	6	110 000	520 000

Există, desigur și șuruburi conducătoare — cu *profil ogival* — fără sistem de recirculare a bilelor, cu piuliță, cu filet cu două începuturi, diametrul bilelor corespunzînd profilului filetului piuliței. Aceste sisteme prezintă dezavantajul că nu se poate realiza filetul cu pas mic, avînd și o capacitate de încărcare limitată, ca urmare a diametrului mic al bilelor utilizate [23].

În cazul cuplelor șurub-piuliță cu bile, utilizate în mecanica fină, în mecanismele de acționare a avansului la mașinile-unelte cu comandă program etc. nu este permisă existența jocului axial. Din această cauză aceste cuple se montează cu prestrîngere, ceea ce este favorabil și din punctul de vedere al solicitării ulterioare și al preluării jocurilor din ansamblu. Natural, este necesară o reglare periodică pentru compensarea jocurilor datorate uzării. Se cunosc o serie întreagă de metode și mijloace pentru preluarea jocurilor din mecanism și realizarea prestrîngerii (v. [18, 23, 35—43]).

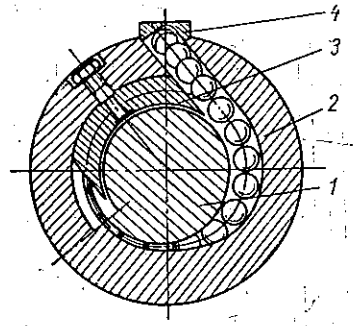


Fig. 2.48. Sistem de recirculare a bilelor printr-o pană exterioară, fixată în piuliță

1 — șurub de mișcare; *2* — piuliță; *3* — opritor; *4* — pană de recirculare.

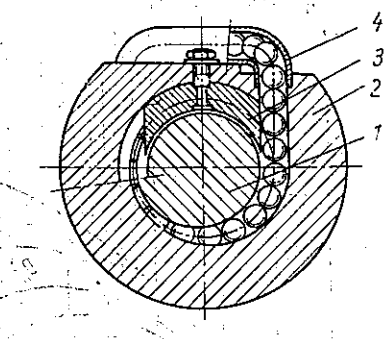


Fig. 2.49. Sistem de recirculare a bilelor printr-o țeavă exterioară, fixată în piuliță

1 — șurub de mișcare; *2* — piuliță; *3* — opritor; *4* — țeava de recirculare.

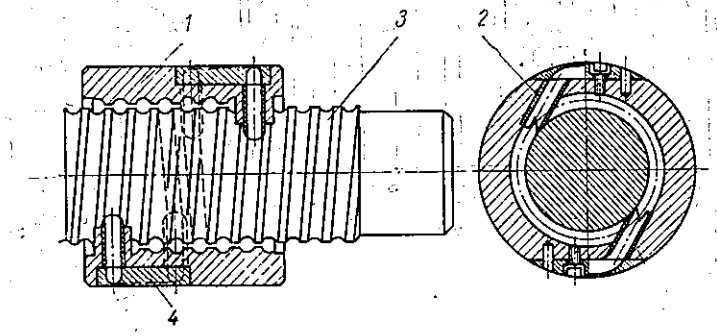


Fig. 2.50. Sistem combinat de recirculare a bilelor [23, 35]

1 — piuliță; *2* — țeavă presată în piuliță; *3* — șurub de mișcare; *4* — piesă suplimentară, fixată în piuliță.

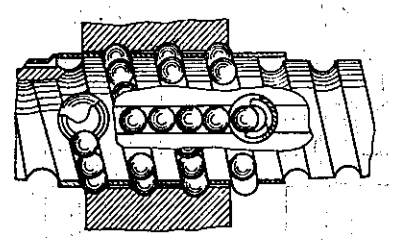


Fig. 2.51. Sistem de recirculare a bilelor prin șurub, cînd șurubul de mișcare este scurt și cursa piuliței este mică [23].

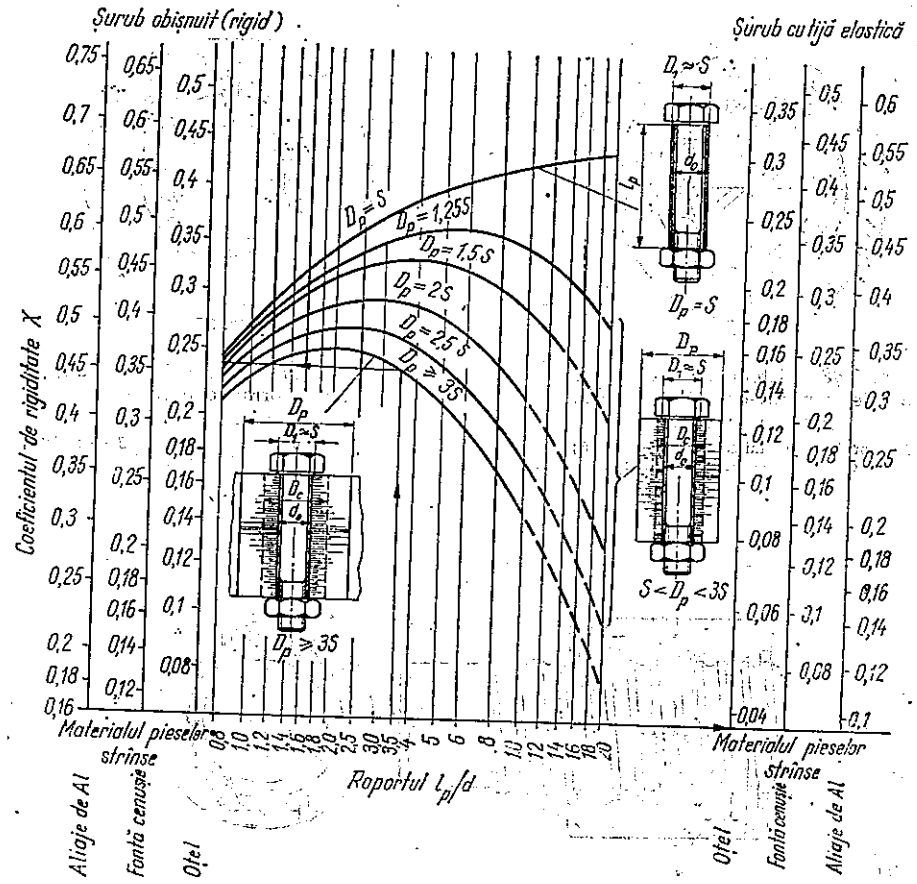


Fig. A.2—1. Nomogramă pentru determinarea coeficientului de rigiditate al asamblării filetate [34].

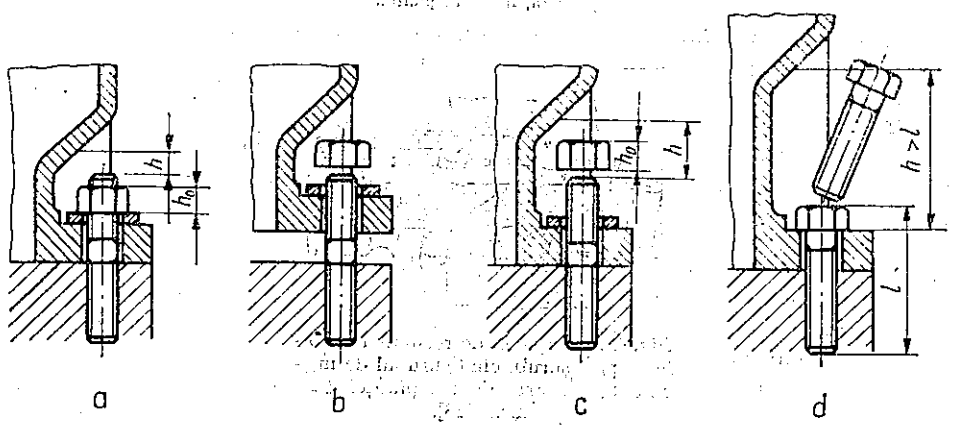


Fig. A.2—3. Exemplificarea modului de montare a șuruburilor sau prezoanelor în diferite tipuri de flanșe [20]; sistemul corect este indicat în fig. A.2—3, *c*; în cazul sistemului din fig. A.2—3, *a* prezonul se poate monta numai prin ridicarea flanșei (v. fig. A.2—3, *b*); cînd se utilizează șuruburi, atunci trebuie respectate dimensiunile indicate în fig. A.2—3, *d*.

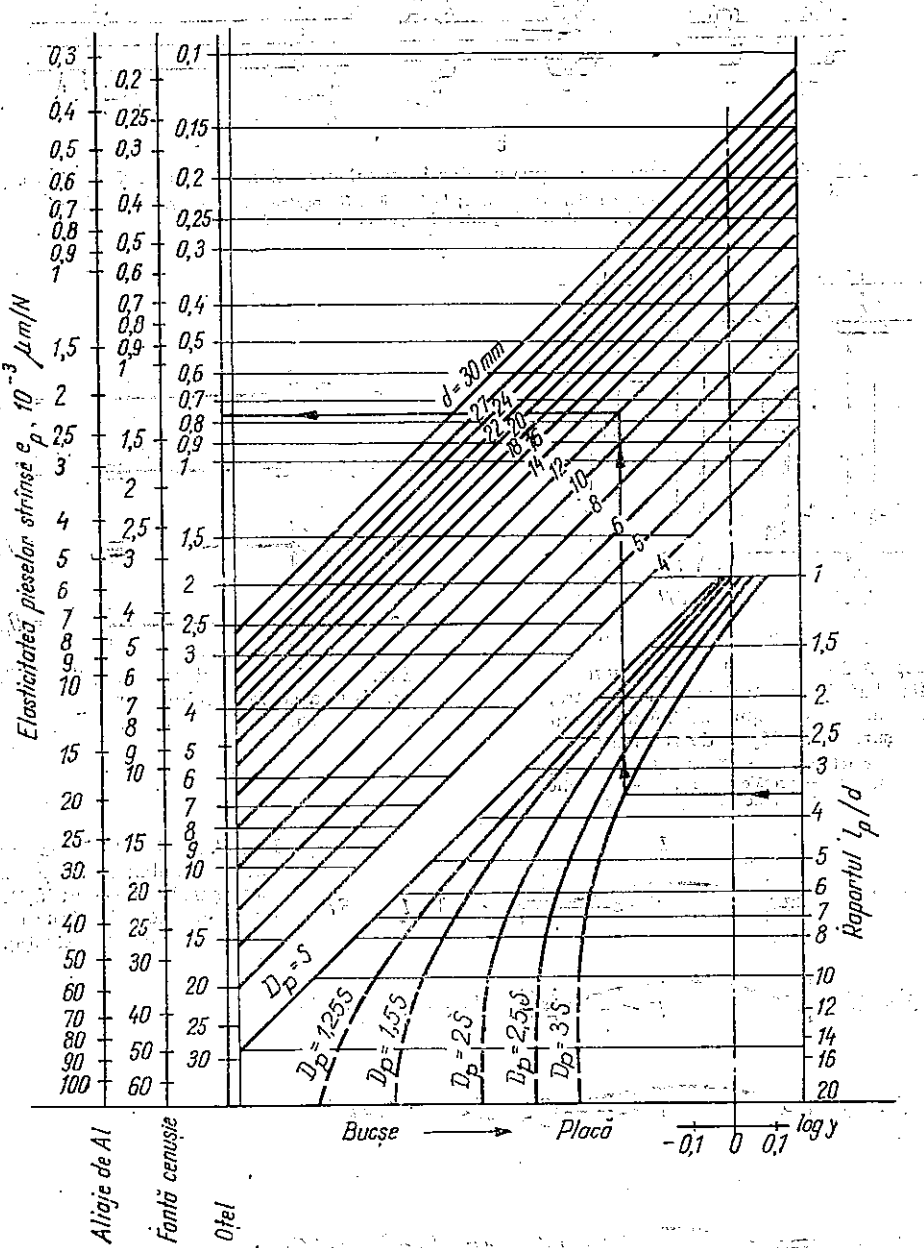


Fig. A.2—2. Nomogramă pentru determinarea elasticității pieselor strînse [34]:
$\log e_p = -(\log d + \log E_p + \log y)$, cu $y = \pi(1{,}2\ d/l_p + C0{,}31/2 + Cl_p/200d)/4$ și $C = (D_p/S - 1)$

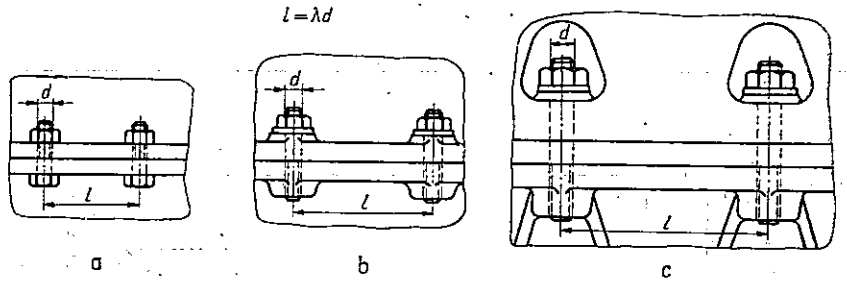


Fig. A.2—4. Modul de amplasare a șuruburilor în cazul unor flanșe cu rigidități diferite [20]:
a) $\lambda = 6 \ldots 8$, pentru flanșe cu rigiditate mică; *b*) $\lambda = 8 \ldots 10$, pentru flanșe cu rigiditate medie;
c) $\lambda = 10 \ldots 12$, pentru flanșe cu rigiditate mare.

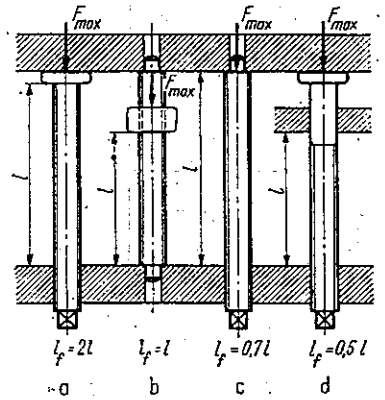


Fig. A.2—5. Stabilirea lungimii de flambaj l_f la șuruburile de mișcare, în funcție de tipul mecanismului cu șurub [5, 16] și de rezemare:
a — cric telescopic și cu dublă acțiune; *b* — cric cu pîrghii; *c* — presă cu șurub; *d* — șuruburile mecanismelor de la mașini-unelte.

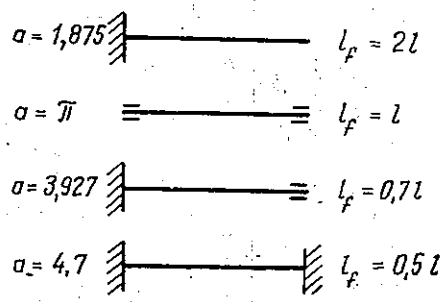


Fig. A.2—7. Determinarea lungimii de flambaj l_f și a coeficientului de rezemare pentru șuruburile cu bile [23 etc.].

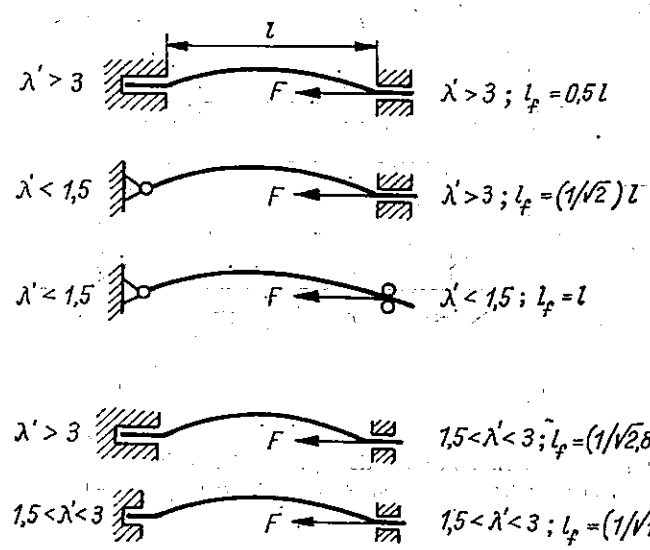


Fig. A.2—6. Stabilirea lungimii de flambaj l_f la mecanismele șurub-piuliță utilizate la mașini-unelte, în funcție de modul de rezemare [4].

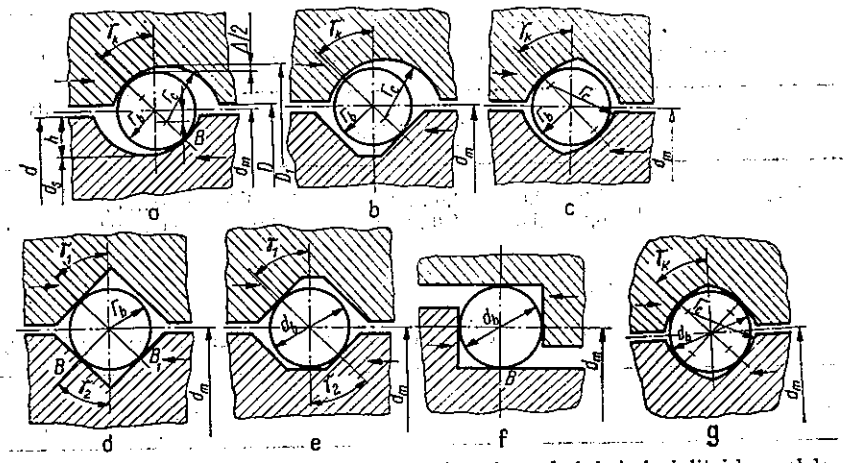


Fig. A.2—8. Exemple de profile pentru filetul șurubului și al piuliței la cuplele șurub-piuliță cu bile (profilul căii de rulare) [21, 23 etc.]

a — profilul semicircular cu contact în două puncte ($\gamma = 45°$); *b* — profil combinat; *c* — profil semicircular cu contact în două puncte; *d* — profil triunghiular, cu o capacitate de încărcare mai mică; *e* — profil trapezoidal, cu o capacitate mai mică de încărcare; *f* — profil dreptunghiular, utilizabil în special la șuruburile cu role; *g* — profil ogival, care asigură o bună lubrifiere; nu se recomandă utilizarea profilului din fig. A. 2—8, *d*; la mecanismele șurub-piuliță cu bile utilizate în mecanica fină nu se recomandă întrebuințarea profilului semicircular din fig. A.2—8, *a*—*c*.

Tabelul A.2—1

Caracteristicile mecanice impuse organelor de asamblare, filetate [9, 10]

Simbolul grupei de caracteristici mecanice		Rezistența la rupere σ_r, daN/mm²	Limita de curgere $\sigma_{c,2}$, daN/mm²	Categoria de execuție	Exemple de materiale standardizate
Șurub	Piuliță				
4,6	4	40	24	Precise, semiprecise, grosolane	OL 37, OL 42, STAS 500/2-80
4,8			32		OLC 10, STAS 880-80
5,6	5	50	30		OLC 35, OLC 25, OLC 15, STAS 880-80 AUT 30, STAS 1350-80.
5,8			40		OLC 35 normalizat, STAS 880-80
6,6	6	60	36	Precise, semiprecise	OL 52, STAS 500/2-80, OLC 45, STAS 880-80,
6,8			48		OLC 45, STAS 880-80
6,9	8	80	54		OLC 55, STAS 880-80
8,8			64		18 MoCr Ni 13 21 MoMnCr 12 STAS 891—80
10,9	10	100	90	Precise	33 MoCr 11 34 MnCrNi 15 STAS 791-80
12,9	12	120	108		34 MnCrNi 15 STAS 791-80
14,9	14	140	126		28 TiMnCr 12 STAS 791-80

Tabelul A.2—2

Coeficientul de siguranță în raport cu limita de curgere [8—10, 32]

Materialul	Sarcina constantă			Sarcina variabilă $0 \rightleftarrows F$	
	$d = 6 \dots 16$	$d = 16 \dots 30$	$d = 30 \dots 60$	$d = 6 \dots 16$	$d = 16 \dots 30$
Oțel carbon	5,0 ... 4,0	4,0 ... 2,5	2,5 ... 1,5	12,0 ... 8,0	8,0
Oțel aliat	6,0 ... 5,0	5,0 ... 3,0	3,0	10,0 ... 6,0	6,0

Tabelul A.2—3

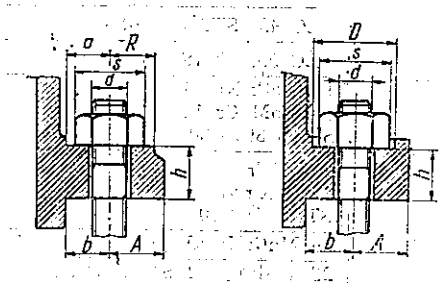
Relațiile de calcul pentru coeficienții de siguranță la solicitări variabile [9, 10]

Metoda de schematizare		Relațiile de calcul
Soderberg	Materiale fragile	$c_\sigma = \dfrac{1}{\beta_k/\varepsilon\gamma \cdot \sigma_a/\sigma_{-1} + \sigma_m/\sigma_r}$
	Materiale ductile	$c_\sigma = \dfrac{1}{\beta_k/\varepsilon\gamma \cdot \sigma_a/\sigma_{-1} + \sigma_k/\sigma_{0s}}$
Smith	$\dfrac{\sigma_a}{\sigma_m} \geqslant \dfrac{\varepsilon\gamma}{\beta_k}\left(\dfrac{\sigma_{02}}{\sigma_{mc}} - 1\right)$	$c_\sigma = \dfrac{1}{\beta_k/\varepsilon\gamma \cdot \sigma_a/\sigma_{-1} + \psi\sigma_m/\sigma_{-1}}$
	$\dfrac{\sigma_a}{\sigma_m} < \dfrac{\varepsilon\gamma}{\beta_k}\left(\dfrac{\sigma_{02}}{\sigma_{mc}} - 1\right)$	$c_\sigma = \dfrac{1}{\beta_k/\varepsilon\gamma \cdot \sigma_a/\sigma_{02} + \sigma_m/\sigma_{02}}$
Buzdugan		$c_\sigma = 1/\sqrt{(\beta_k/\varepsilon\gamma)^2(\sigma_a/\sigma_{-1})^2 + (\sigma_m/\sigma_{02})^2}$

Observație: 1. Pentru solicitarea de răsucire, σ se înlocuiește prin τ;
2. $\psi = (2\sigma_{-1} - \sigma_0)/\sigma_0$; $\sigma_{mc} = (\sigma_{02} - \sigma_{-1})/(1 - \psi)$

Tabelul A.2—4

Relații pentru determinarea elementelor componente ale unei asamblări cu flanșe [20]



Elementele dimensionale ale flanșei	Material: Fontă cenușie aliaje de bronz	Material: Oțel, fontă aliată
Înălțimea minimă a flanșei, h	1,5 d	1,2 d
Dimensiuni minime ale suprafețelor prelucrate (a, R, $D/2$)	1,2 d	1,2 d
Distanța minimă, b	1,3 d	1,2 d
Distanța minimă, A	1,7 d	1,5 d

Tabelul A.2-5

Valorile coeficienților de frecare și ale presiunii admisibile pentru șuruburile de mișcare [6]

Materialul cuplului șurub-piuliță	Coeficientul de frecare	Presiunea admisibilă p_a, în daN/cm²
Oțel/Fontă	0,12—0,15	50—60
Oțel/Oțel	0,11—0,12	70—130
Oțel/Bronz	0,08—0,1	70—130

Tabelul A.2—6

Valorile presiunii admisibile pentru șuruburile de mișcare de la mașini-unelte [4, 10]

Tipul mașinii	Materialul cuplului șurub-piuliță	p_a daN/cm²
Mașini-unelte pentru prelucrat filete, de precizie ridicată	Oțel/Bronz	30
Alte mașini-unelte	Oțel/Bronz	120
	Oțel/Fontă	50—80

Pentru piulițele secționate valorile presiunii admisibile p_a se reduc cu 15—20%.

Tabelul A.2—7

Coeficientul de siguranță admisibilă la flambaj c_{af} pentru șuruburile cu bile [21]

Dispunerea și caracterul solicitării șurubului	c_{af}
Șuruburi dispuse vertical;	
— acționează numai sarcini axiale	2,5—3
— acționează sarcini axiale și transversale	3,5—5
Șuruburi dispuse orizontal: șuruburile mașinilor de frezat	3,5—4

Tabelul A.2—8

Precizia de execuție a șuruburilor cu bile produse de firma Almé [23, 35]

Caracteristicile de fabricație	Clasa 1	Clasa 2	Clasa 3	Clasa 4
Calitatea execuției	Precizie înaltă pentru diametrele șurubului și piuliței	Rectificare precisă a diametrelor șurubului și piuliței	Rectificare normală a diametrelor	Diametre nerectificate, execuție îngrijită
Eroarea de pas pe 300 mm, la 20°C	$^{+0}_{-0,010}$	$^{+0}_{-0,020}$	$^{+0}_{-0,035}$	Eroarea de pas nu are importanță
Eroarea cumulată pe 1000 mm	$^{+0}_{-0,020}$	$^{+0}_{-0,035}$	$^{+0}_{-0,06}$	Idem
Modul de reglare a piuliței	Piulițe duble precise, joc axial zero, rigiditate maximă	Piulițe duble prestrînse 50% față de cl. 1, joc axial zero	Piulițe duble nepretensionate, fără joc	Posibilitatea de utilizare de piulițe duble cu joc axial minimal 0,020. Piulițe simple cu joc normal
Utilizare	Șurub conducător pentru mașini de mare precizie	Șurub conducător pentru mașini de precizie și de serie	Șurub conducător pentru mașini de mare productivitate	Șurub conducător pentru mașini și materiale de uz general. Șurub de cric

Bibliografie

1. **Baturin, A. T.,** ş.a. *Detali maşin.* Moscova, Maşinostroenie, 1970.
2. **Bauer, C. O.** *Schraubensicherung* — Glauben und Wissen. În: TZ für praktische Metallbearbeitung, nr. 12, 1968, p. 607—612.
3. **Blume, D.** *Schraubensicherung.* În: Industrie-Anzeiger, 92, nr. 21, 1970, p. 447—450.
4. **Botez, E.** ş.a. *Maşini-unelte Vol. II.* Organologia şi precizia maşinilor-unelte. Bucureşti, Editura tehnică, 1978.
5. **Decker, K.-H.** *Maschinenelemente.* Gestaltung und Berechnung. München, Carl Hanser Verlag, 1971.
6. **Diacenko, S. K.** şi **Stolbovoi, S. Z.** *Rasciot i proiektirovanie detalei maşin.* Kiev, Iz-vo Tehnika, 1968.
7. **Drabek, Fr.** ş.a. *Chaînons cinématique modernes: couples vis-écrou à bille recirculantes.* În: L'Industrie lourde Tchecoslovaque, nr. 43, 1972, p. 21—27.
8. **Drăghici, I.** *Asamblări filetate* (§ 7.1). În: Manualul inginerului mecanic. Mecanisme. Organe de maşini. Dinamica maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1976, p. 300—325.
9. **Drăghici, I.** ş.a. *Organe de maşini.* Vol. I. Universitatea din Braşov, 1980.
10. **Drăghici, I.** ş.a. *Organe de maşini. Probleme.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1980.
11. **Foigelman, G. A.** *Album de ştanţe şi matriţe universale.* Bucureşti, Editura tehnică, 1970.
12. **Frischherz, A.** şi **Domayer, R.** *Maschinenelemente.* Vol. 1. *Verbin dungselemente.* München, Carl Hanser Verlag, 1965.
13. **Golf, K.-H.** *Das Betriebsverhalten von Spindelpressen.* În: Werkstattstechnik Wt, nr. 5, 1973.
14. **Golf, K.-H.** *Spindelpressen mit grossem Energieangeboi auch für Turbinenschaufeln.* În: Werkstattstechnik Wt, nr. 9, 1974, p. 532—534.
15. **Haller, H. W.** *Spindelpresse mit grosser Prellschlagkraft und grossem Arbeitsvermögen.* În: Werkstattstechnik Wt, nr. 2, 1973.
16. **Jula, A.** ş.a. *Organe de maşini. Îndrumar pentru proiectul de an nr. 1.* Universitatea din Braşov. 1976.
17. **Junker, G.** ş.a. *Schraubenverbindungen.* Berechnung und Gestaltung. Berlin, VEB Verlag Technik, 1968.
18. **Leiseder, L.** *Spindeltriebe mit Wälzlagern.* În: Technische Rundschau, nr. 6, feb. 1973.
19. **Mökelt, H.** *Die mechanischen Pressen.* München, Carl Hanser Verlag, 1961.
20. **Orlov, P.** *Fundamentals of Maschine Design.* Vol. 2. Moscova, Mir Publischers, 1976.
21. **Pavlov, B. I.** *Sarikovintovie-mehanismi-v-priborostroenii.* Leningrad, Maşinostroenie, 1968.
22. **Radu, Al., Drăghici, I.** şi **Şuteu, V.** *Precizări asupra calculului transmisiilor prin şuruburi cu bile.* În: Buletinul simpozionului „Mecanisme şi transmisii mecanice", Timişoara, 1980.
23. **Rădăcină, N.** şi **Cigan, L.** *Noi organe de maşini cu corpuri de rostogolire.* Sinteză documentară. Bucureşti, INID, 1973.
24. **Reşetov, D. N.** ş.a. *Detali maşin. Atlas konstrukţii.* Moscova, Maşinostroenie, 1979.
25. **Schlottmann, D.** ş.a. *Maschinenelemente.* Berlin, VEB Verlag Technik, 1973.
26. **Schmidt-Karlsruhe, W.** *Werkzeugemaschinen-Atlas.* Vol. I, II, III. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1968.
27. **Stănescu, I.** şi **Tache, V.** *Dispozitive pentru maşini-unelte.* Bucureşti, Editura tehnică, 1979.
28. **Şuteu, V.** *Cercetări teoretice şi experimentale privind precizia în lanţurile cinematice de filetare cu mecanism şurub-piuliţă.* Teză de doctorat, Universitatea din Braşov, 1979.
29. **Şuteu, V.** *Propuneri privind standardizarea elementelor transmisiei şurub-piuliţă cu bile.* În: Standardizarea română, nr. 9, 1971, p. 462—463.
30. **Vasii-Roşculeţ, S.** *Proiectarea dispozitivelor.* Universitatea din Braşov, 1979.
31. **Weilnmann, R.** ş.a. *Spindelschlagpressen zum Genauschmieden.* În: Werkstatt und Betrieb, nr. 6, 1975, p. 401—407.

32. *Detali maşin.* Rasciot i konstruirovanie. Vol. I. Moscova, Maşinostroenie, 1968.
33. Revista *Machine Design,* 45, nr. 28, 1973.
34. *Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen.* VDI-Richtlinien 2230, Oktober, 1977.
35. **Legueu, P.** *Transmission par vis à billes Almé.* În: Usine automation, vol. 3, nr. 34, nov. 1969, p. 39—4 .

Documentaţia tehnică a firmelor specializate:

36. Şuruburi cu bile. Normă internă, ICPMUA Bucureşti.
37. A. Mannesmann Maschinenfabrik (R.F.G.), D 563, Remscheid 16, Bliedinghausen.
38. Carl Brauer Schraubenfabrik (R.F.G.), 5600 Wuppertal 31, Postfach 6.
39. Böllhoff & Co. (R.F.G.), Archimedsstrasse 1—4, 4812 Brackwede/Westf.
40. Camloc Fastener GmbH (R.F.G.), Industriestrasse 6, D-6233 Kelkheim.
41. Kamax-Werke, Rudolf Kellermann (R.F.G.), 336 Osterode am Harz, Postfach 1460.
42. Transrol: La Technique Integrale (Groupe SKF), Rue Felix-Esclangon, 73 CHAMBER (Franţa).
43. Warner Electric Brake § Clutch Co., Beloit, Wisconsin (S.U.A.).

3. Arcuri. Elemente elastice vibroizolatoare

Notații

A_1 — factor de amplificare, la reazemele elastice;

A_c, A_f — aria secțiunii unui element elastic solicitat la compresiune, respectiv la forfecare;

B, B' — lățimea lamelelor arcului multilamelar, respectiv lățimea lamelelor principale (de capăt);

d, D_m — diametrul sîrmei arcului elicoidal (sau al barei de torsiune), respectiv diametrul mediu (de înfășurare);

D_e, D_i, D_m — diametrele arcului inelar exterior, interior și respectiv mediu;

E_c — modulul de elasticitate, calculat, al cauciucului;

f_e, f_0 — frecvența forței perturbatoare, respectiv frecvența proprie;

F, M_t — sarcina exterioară, respectiv momentul care acționează asupra arcului;

F_0 — forța inițială de pretensionare;

F_1, M_{t1} — sarcina minimă de montaj;

F_n, M_{tn} — sarcina maximă de funcționare;

F_b, M_{tb} — sarcina de blocare, la care arcul se comprimă spiră pe spiră;

h — înălțimea, în stare liberă a unui reazem din cauciuc;

h^* — cursa arcului;

h_0 — grosimea lamelei arcului lamelar parabolic în planul de încastrare;

H_0, H — lungimea arcului în stare liberă, respectiv lungimea ocupată de spirele arcului (în stare blocată);

H_1, H_n — lungimea arcului corespunzătoare sarcinilor F_1 și respectiv F_n;

H_c — lungimea ocupată de capetele de prindere, măsurată pe axa arcului;

i — gradul de vibroizolare, la reazemele elastice;

I, I_p — momentul axial, respectiv polar de inerție;

I_k, W_k — momentul de inerție, respectiv modulul de rezistență al secțiunii lamelei k;

I_0 — momentul de inerție global (la bulonul central) al arcurilor multilamelare;

k, k' — rigiditatea, respectiv rigiditatea torsională a arcurilor;

K_1, K_0 — coeficientul de formă pentru arcurile de compresiune — întindere, respectiv de răsucire;

L, l_1, l_2 — lungimea de calcul, respectiv brațele arcului;

L', l'_1 l'_2 — lungimile efective ale arcului, respectiv brațele acestuia;

l_0, l'_0 — lungimea, respectiv lungimea efectivă de încastrare a arcului multilamelar;

l_s, l_c — lungimea semifabricatului (sîrmei), respectiv lungimea semifabricatului pentru executarea cîrligelor sau a capetelor de prindere;

m_{nc}, m_{nf} — încărcarea statică limită a unui reazem elastic rectangular la compresiune, respectiv la forfecare;

m_s — încărcarea statică a mașinii sau instalației;

n, n_r, n_t — numărul de spire: active, de reazem și respectiv total;

n, n' — numărul total al lamelelor arcului multilamelar, respectiv numărul lamelelor principale (de capăt);

s_i, s_e — grosimea efectivă a inelelor, la arcurile inelare;

s_i, s_m — grosimea medie a inelelor, la arcurile inelare;

S — aria suprafeței de contact dintre cauciuc și armătura metalică;

S_i, S_e — aria secțiunii inelelor interioare, respectiv exterioare, la arcurile inelare;

t — grosimea elementului elastic din cauciuc;

T — transmisibilitatea reazemului elastic;

z — numărul total de inele la arcurile inelare; numărul de plăci la arcurile bare de torsiune, formate din plăci;

z_n — numărul necesar de reazeme elastice;

α_0 — unghiul de înclinare al spirei arcului;

δ — săgeata (deformația elastică) a arcului;

δ_1, δ_b, δ_n — săgeata corespunzătoare sarcinilor F_1, F_b și respectiv F_n;

δ_s — deformația statică a reazemului elastic;

Δ, Δ_0 — jocul dintre spire, la sarcina maximă de funcționare, pentru arcurile de compresiune-întindere, respectiv pentru arcurile de răsucire;

φ, Ω — factori de corecție pentru arcurile cilindrice cu secțiune dreptunghiulară; unghiul de frecare;

φ_1, φ_b, φ_n — deformația unghiulară corespunzătoare sarcinilor M_{t1}, M_{tb} și respectiv M_{tn};

φ_s — unghiul maxim admisibil de răsucire — din condiția de stabilitate — pentru arcurile elicoidale cilindrice de răsucire;

χ, χ' — factori de corecție care iau în considerare forma arcului multilamelar;

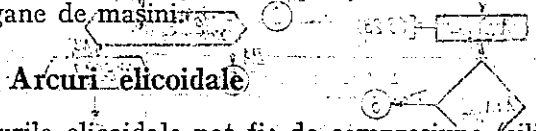
ψ, ψ_f — factorul de formă, respectiv coeficientul de formă al arcurilor din cauciuc;

η_1, η_2 — coeficienți de corecție;

λ, λ_{lim} — coeficientul de zvelteță, respectiv coeficientul limită de zvelteță;

ν — coeficient dependent de modul de fixare (rezemare) al arcurilor elicoidale.

Arcurile realizează legătura elastică dintre elementele componente ale unei mașini, mecanism, aparat sau dispozitiv, pentru: amortizarea vibrațiilor și a șocurilor (elementele elastice ale suspensiei vehiculelor, reazemele elastice vibroizolatoare); acumularea unei energii care trebuie redată treptat sau în scurt timp (arcurile de ceasuri, arcurile motoare de la o serie de mecanisme); exercitarea unor forțe elastice permanente (arcurile cuplajelor cu fricțiune, arcurile diferitelor supape); limitarea forțelor, reglare (arcurile de la prese, de la cuplajele de siguranță, robinetele de reglare); măsurarea forțelor și momentelor (dinamometre); modificarea frecvențelor proprii ale unor organe de mașini.



3.1. Arcuri elicoidale

Arcurile elicoidale pot fi: de compresiune (cilindrice sau conice), de întindere, de răsucire (flexionale), prismatice etc.

Arcurile elicoidale cilindrice de întindere-compresiune se deosebesc — în ceea ce privește condițiile de funcționare — doar prin sensul diferit de acțiune a sarcinii axiale, aceasta determinînd — de fapt — construcția diferită a respectivelor arcuri.

De obicei, arcurile rigide și solicitate de forțe mari se execută din spire cu secțiunea dreptunghiulară (pătrată) [15, 28], acestea fiind de obicei arcuri de compresiune; în general, arcurile se execută cu latura mare a dreptunghiului perpendiculară pe axa arcului. Arcurile cu latura mare paralelă cu axa se utilizează cînd se dorește obținerea unei caracteristici elastice — cît mai precis — liniare.

Caracterul problemelor care trebuie rezolvate la proiectarea arcurilor depinde de destinația acestora. De obicei, la proiectare — se pornește de la rigiditatea impusă, sarcina maximă și cursa arcului. Inițial se alege materialul — corespunzător condițiilor de funcționare — impuse arcului respectiv; în funcție de proprietățile mecanice ale materialului ales și condițiile de funcționare, se stabilește rezistența admisibilă τ_{al}.

Relațiile și metodica de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune-întindere executate din sîrmă cu secțiune circulară sau dreptunghiulară sînt indicate în tabelul 3.1, schema logică de calcul fiind dată în fig. 3.1.

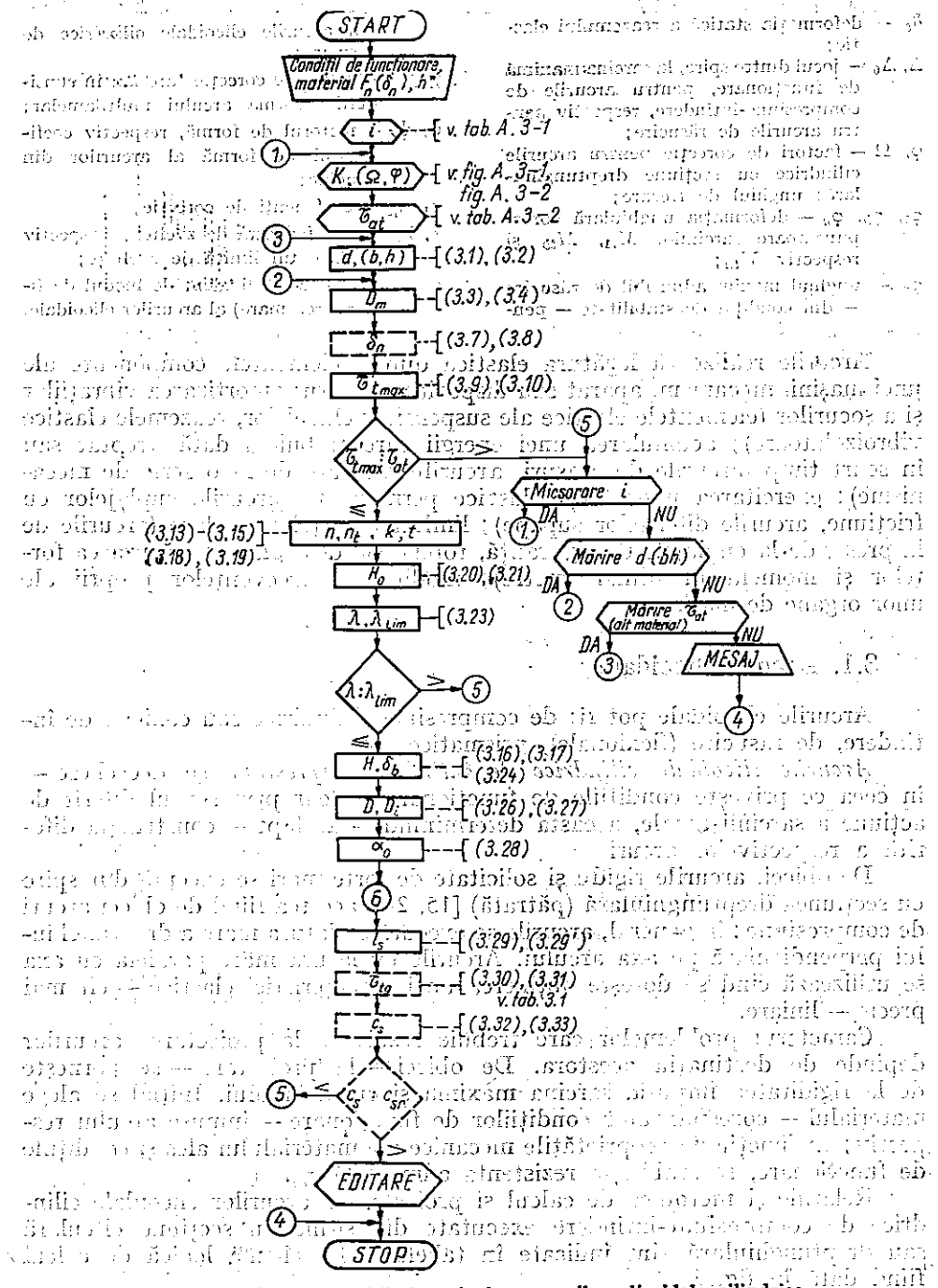
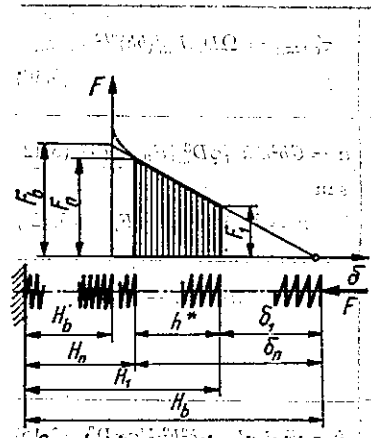


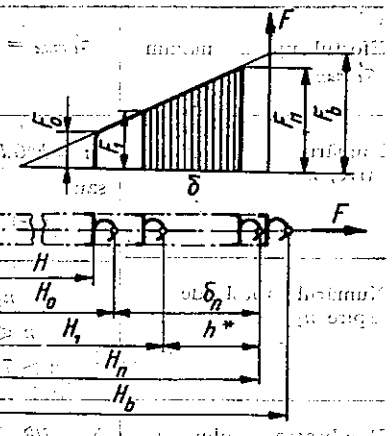
Fig. 3.1. Schema logică de calcul a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune-întindere.

Tabelul 3.1

Relațiile și metodica de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune-întindere *) [V, 9, 11, 12, 17, 20, 28, 30]



Caracteristica arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune



Caracteristica arcurilor elicoidale cilindrice de întindere

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare	
	Secțiunea circulară	Secțiunea dreptunghiulară **)
Indicele arcului i	$i = D_m/d$, $i \geq 4$; v. tabelul A.3-1	$i = D_m/b$; $i \geq 4$
Diametrul spirei d sau dimensiunea secțiunii transversale	$d = 1{,}6\sqrt{K\frac{F_n}{\tau_{at}}}$, (3.1) K, din fig. A.3-1	$bh = (F_n\Omega D_m/\tau_{at})^{2/3}$, (3.2) Ω, din fig. A.3-2
Diametrul de înfășurare D_m	$D_m = id$ (3.3)	$D_m = ib$ (3.4)
Sarcina maximă F_n	În cazul în care nu este indicată prin temă: $F_n = \pi d^3\tau_{at}/8KD_m$, (3.5) τ_{at}, din tabelul A.3-2	$F_n = (bh)^{3/2}\tau_{at}/\Omega D_m$, (3.6)
Săgeata maximă δ_n	În cazul în care nu este indicată prin temă: $\delta_n = 8nF_nD_m^3/Gd^4$ (3.7)	$\delta_n = \varphi D_m^3 n F_n/b^2h^2G$, (3.8) φ, din fig. A.3-2

Tabelul 3.1 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare — Secțiunea circulară	Secțiunea dreptunghiulară **)
Efortul unitar maxim $\tau'_{t\,max}$	$\tau'_{t\,max} = 8KD_mF_n/\pi d^3 \leqslant \tau_{at}$ (3.9)	$\tau'_{t\,max} = \Omega D_mF_n/(bh)^{3/2} \leqslant \tau_{at}$ (3.10)
Numărul de spire active, n	$n = h^*Gd/8i^3(F_n - F_1)$, (3.11) sau $n = \delta_n Gd^4/8F_nD_m^3$ (3.11')	$n = Gb^3h^2h^*/\varphi D_m^3(F_n - F_1)$, (3.12) sau $n = \delta_n b^3h^2G/\varphi D_m^3F_n$ (3.12')
Numărul total de spire n_t	$n_t = n + n_r$; (3.13) $n \leqslant 7,\ n_r = 1{,}5$; $n > 7,\ n_r = 1{,}5 \ldots 3{,}5$	$n_t = n + n_r$
Rigiditatea arcului, k	$k = F/\delta$; $k = Gd^4/8nD_m^3$ (3.14)	$k = F/\delta$; $k = b^3h^2G/\varphi nD_m^3$ (3.15)
Lungimea arcului blocat, H	$H \approx n_t d$ (3.16)	$H \approx n_t h$ (3.17)
Pasul t al arcului nesolicitat	$t = d + \delta_n/n + \Delta$, (3.18) $\Delta \geqslant 0{,}1\,d$	$t = h + \delta_n/n + \Delta$, (3.19) $\Delta \geqslant 0{,}1\,h$
Lungimea H_0 a arcului nesolicitat	$H_0 = H + n(t - d)$ (3.20)	$H_0 = H + n(t - h)$ (3.21)
Verificarea condiției de stabilitate	$\lambda < \lambda_{lim}$ ***) (3.22) $\lambda = H_0/D_m$; $\lambda_{lim} = 2{,}62/\nu$; (3.23)	λ_{lim}, din fig. A.3-3; ν, din fig. A.3-4
Săgeata δ_b la blocarea arcului	$\delta_b = H_0 - H$ (3.24)	
Sarcina de blocare F_b	$F_b = \delta_bF_n/\delta_n$ (3.25)	
Diametrele arcului D_i, D	$D = D_m + d$; $D_i = D_m - d$ (3.26)	$D = D_m + b$; $D_i = D_m - b$ (3.27)
Unghiul de înclinare α_0	$\operatorname{tg}\alpha_0 = t/\pi D_m$ (3.28)	

Tabelul 3.1 (continuare)

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare — Secțiunea circulară	Secțiunea dreptunghiulară **)
Lungimea semifabricatului l_s	$l_s = \pi D_m n_t/\cos\alpha_0$ (3.29) Pentru arcurile elicoidale cilindrice de întindere $l_s = \pi D_m n/\cos\alpha_0 + l_c$ (3.29')	
Verificarea la sarcini variabile	În special pentru arcurile de compresiune—întindere solicitate repetat ($F_1 \gtrless F_n$); de exemplu, arcurile de supape, arcurile de la reazemele elastice metalice etc.	

$$\tau'_{ta} = 4KD_m(F_n - F_1)/\pi d^3, \quad \tau'_{ta} = \Omega D_m(F_n - F_1)/2(bh)^{3/2}; \tag{3.30}$$

$$\tau'_{ta} = \tau'_{t\,max} - \tau'_{t\,min}. \tag{3.31}$$

Se pot utiliza — relațiile aproximative [30] — pentru coeficientul de siguranță la oboseală, în funcție de rezistența la oboseală cunoscută

$$c_\sigma = 2\tau_{0z}/[\tau_{t\,max}(1 + \varphi_{t\,min}/\tau_{t\,max}) + (2\tau_{0z}/\tau_{0t} - 1) \times (1 - \tau_{t\,min}/\tau_{t\,max})] \tag{3.32}$$

sau

$$c_\sigma = 2\tau_{0z}/[\tau_{t\,max}(1 + \varphi_{t\,min}/\tau_{t\,max}) + \tau_{0z}(1 - \tau_{t\,min}/\tau_{t\,max})/\tau_{0t}], \tag{3.33}$$

calculându-se coeficientul de siguranță la oboseală calculul trebuie efectuat cu aproximație și se recomandă $c_\sigma = 1{,}3 \ldots 2{,}2$, în funcție de gradul de importanță al arcului.

Pentru calculul de oboseală, când materialul este omogen, se cunoaște cu precizie limita de oboseală la oboseală (sub formă de diagramă) și se pot lua în considerare condițiile de funcționare ale arcului, se poate recomanda $c_\sigma = 1{,}3 \ldots 1{,}6$.

În general lipsesc datele de oboseală ale materialelor, calculul trebuie efectuat cu aproximație și se recomandă $c_\sigma = 1{,}6 \ldots 2{,}2$, în funcție de gradul de importanță al arcului.

Exemple de execuție a arcurilor elicoidale cilindrice de întindere-compresiune se găsesc în catalogul STAS 2102-77.

În vederea dimensionării semifabricatului se pot utiliza — pentru arcurile de întindere-compresiune din oțel cu secțiune circulară — datele din fig. 3.2.

Exemple de utilizare a arcurilor elicoidale cilindrice de întindere-compresiune din diferite domenii se găsesc în [6] și [30]. Unele dintre acestea sunt date în fig. 3.2.

Arcurile elicoidale cilindrice de tracțiune (întindere) sunt utilizate, pe scară largă, în construcția de mașini la mașinile agricole, la demaroarele cu inerție, arcurile de rezistență ale cozilor de întindere-compresiune, arcurile de rezistență ale cozilor de întindere-compresiune, arcurile de rezistență ale cozilor de întindere-compresiune

Tabelul 3.1 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul şi recomandările necesare	
	Secţiunea circulară	Secţiunea dreptunghiulară**)
	Observaţie. În general, dacă $\tau_{tl} = \tau_{aR\,min}$ şi $\tau_{tm} \leqslant \tau_{aR\,max}$ (v. şi STAS 7067-76) se consideră că materialul ales corespunde condiţiilor de solicitare a arcului.	
Caracteristica elastică	Se trasează conform modelului din acest tabel.	

*) Arcurile elicoidale cilindrice de întindere se proiectează cu relaţiile din acest tabel considerînd $F_0 = (0{,}75 \ldots 0{,}83)F_1$; diferă doar lungimea semifabricatului l_s.

**) Latura mare b este perpendiculară pe axa longitudinală a arcului.

***) În cazul $\lambda > \lambda_{lim}$, arcul îşi poate pierde stabilitatea la $\delta = \delta_{cr}$

Arcul proiectat trebuie verificat dacă asigură condiţiile impuse de gabarit şi rigiditate (ţinînd seama de α_0); de asemenea trebuie stabilit gradul de neliniaritate al caracteristicii.

Pentru calculul de oboseală, cînd materialul este omogen, se cunoaşte cu precizie limita de rezistenţă la oboseală (sub formă de diagramă) şi se pot lua în considerare — total şi precis — condiţiile de funcţionare ale arcului, se poate recomanda un coeficient de siguranţă $c_{sr} = 1{,}3 \ldots 1{,}6$.

În general lipsesc diagramele de oboseală complete ale arcurilor; calculul trebuie efectuat cu aproximaţie şi se recomandă $c_{sr} = 1{,}8 \ldots 2{,}2$, în funcţie de gradul de importanţă al arcului.

Desenele de execuţie ale arcurilor elicoidale cilindrice de întindere sau compresiune se alcătuiesc conform STAS 2102-77.

În vederea utilizării corespunzătoare a spaţiului disponibil se întrebuinţează *arcuri elicoidale multiple* — montate în paralel sau în serie — care funcţionează simultan (v. şi tabelul A.3-3).

Exemple de utilizare a arcurilor elicoidale cilindrice de întindere-compresiune în diverse domenii ale construcţiei de maşini sînt date în fig. 3.2—3.13.

Arcurile elicoidale cilindrice de răsucire (flexionale) sînt utilizate, pe scară largă, în construcţia de maşini: la maşinile agricole, la demaroarele autovehiculelor, la unele cuplaje speciale etc. Din punct de vedere constructiv, arcurile de răsucire diferă de cele de întindere-compresiune doar prin forma capetelor de prindere (fig. 3.14).

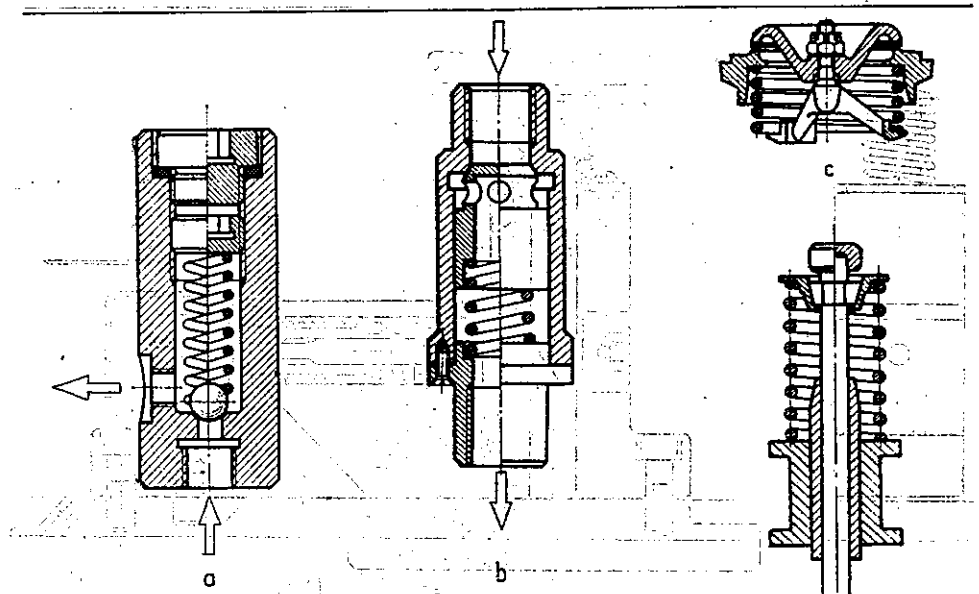


Fig. 3.2. Exemple de utilizare a arcurilor elicoidale le compresiune la supape:

a, b — supape de siguranţă în sistemele hidraulice ale maşinilor-unelte [3] (*a* — cu bilă; *b* — cu piston şi scaun conic, cu traseu direct); *c* — supapa unei pompe cu piston [12].

Fig. 3.3. Utilizarea arcului elicoidal de compresiune la supapele motoarelor cu ardere internă [36].

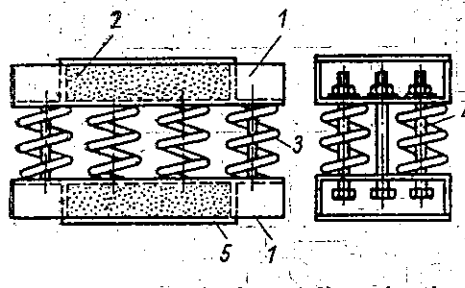


Fig. 3.4. Reazem elastic metalic — de tip *Absorbit* — cu arcuri elicoidale cilindrice de compresiune [8]:

1 — rama superioară şi inferioară; *2* — beton; *3* — arcuri elicoidale; *4* — şuruburi de reglare a precomprimării arcurilor; *5* — plăci antivibratorii.

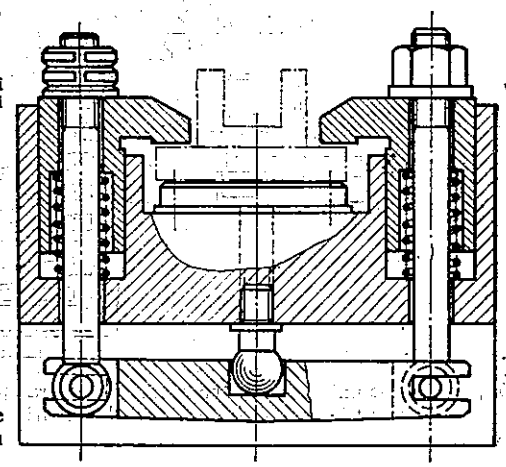


Fig. 3.5. Utilizarea arcurilor elicoidale cilindrice în construcţia dispozitivelor pentru maşini-unelte [26].

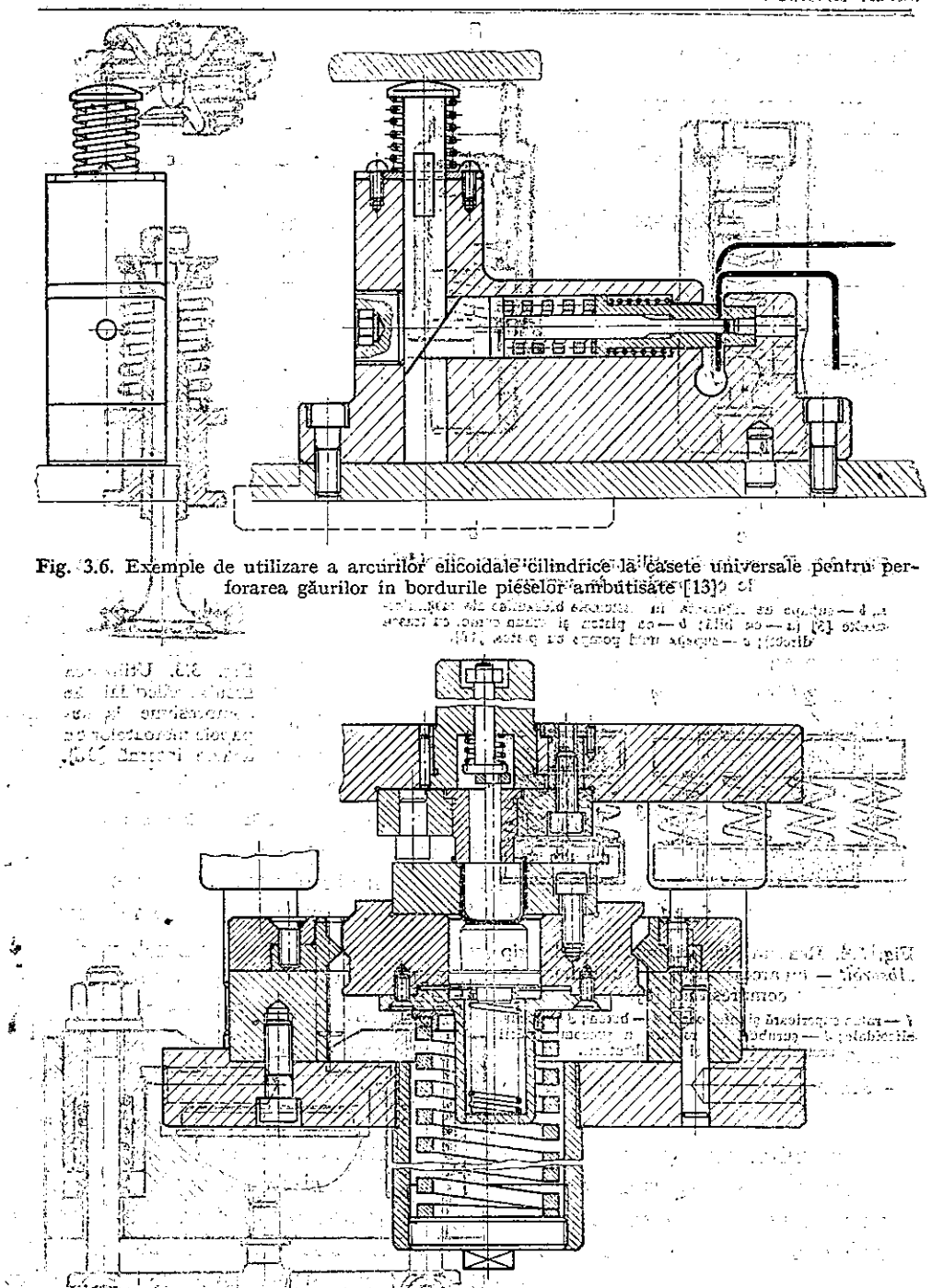


Fig. 3.6. Exemple de utilizare a arcurilor elicoidale cilindrice la casete universale pentru perforarea găurilor în bordurile pieselor ambutisate [13].

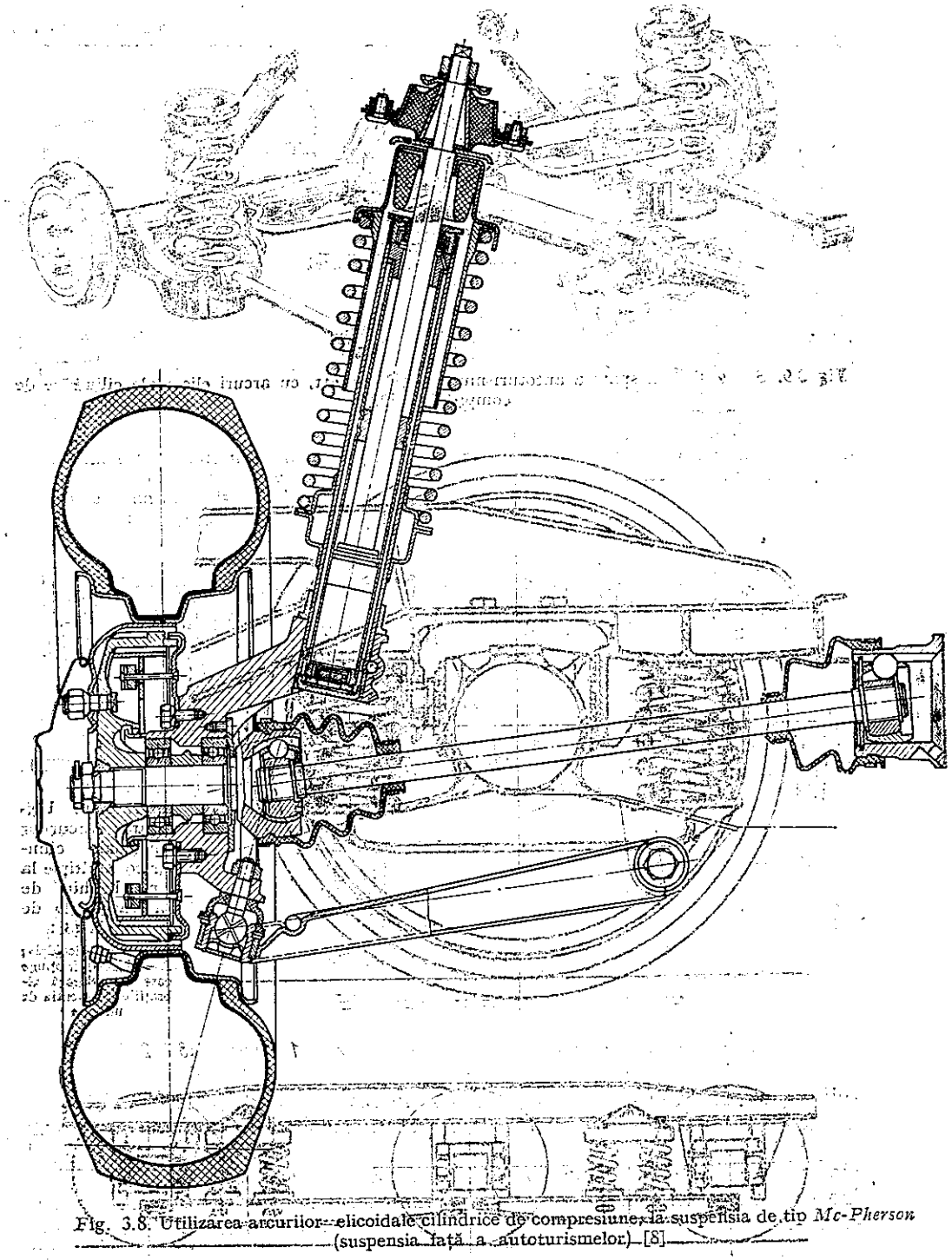


Fig. 3.8. Utilizarea arcurilor elicoidale cilindrice de compresiune la suspensia de tip *Mc-Pherson* (suspensia față a autoturismelor) [8].

Fig. 3.7. Bloc universal pentru tunderea suprafețelor frontale ale pieselor cilindrice cave, la care se utilizează diferite tipuri de arcuri elicoidale cilindrice de compresiune [13].

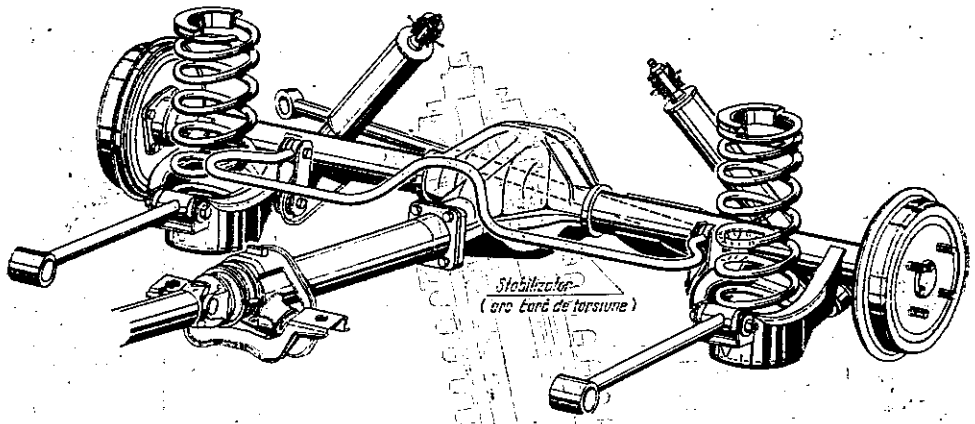


Fig 3.9. Suspensia din spate a autoturismului Opel Kadett, cu arcuri elicoidale cilindrice de compresiune [22].

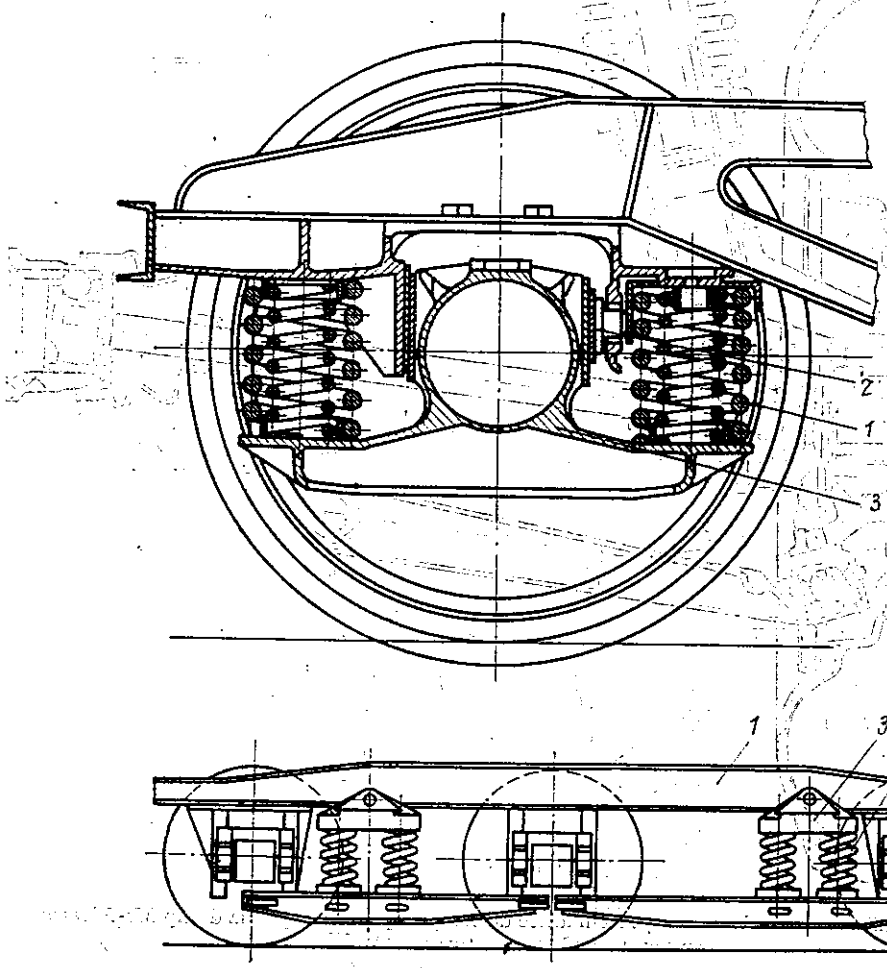


Fig. 3.10. Utilizarea arcurilor elicoidale cilindrice multiple la un boghiu de la vagoanele de marfă [8]:
1 — arcuri elicoidale; *2* — plăci de frictiune care amortizează vibrațiile; *3* — cutia de unsoare

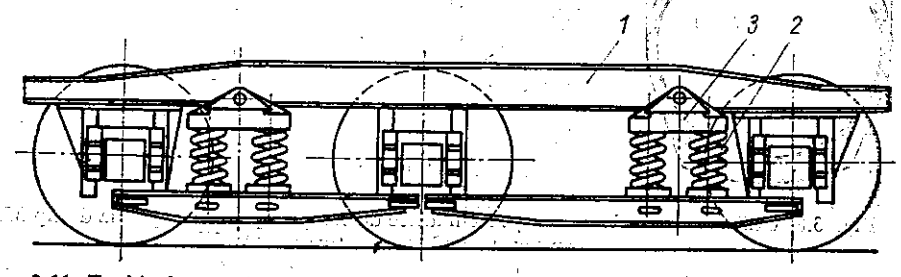


Fig. 3.11. Boghiuri cu trei osii și suspensie cu arcuri elicoidale, folosite la automotoarele diesel-mecanice [8]:
1 — șasiul boghiului; *2* — arcuri elicoidale cilindrice multiple (triple); *3* — balansier.

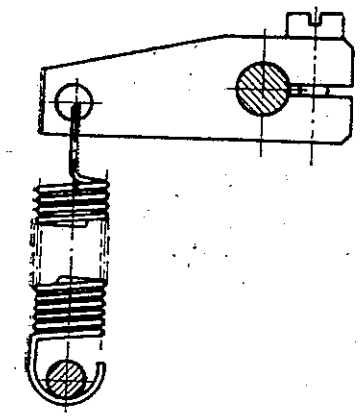


Fig. 3.12. Exemplu de utilizare a arcurilor elicoidale cilindrice de tracțiune la un mecanism de divizare. [12].

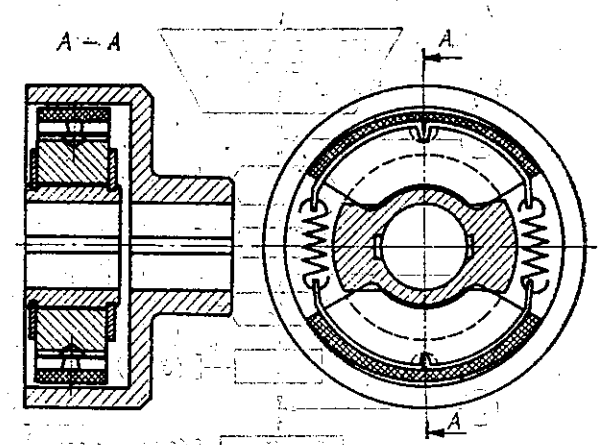


Fig. 3.13. Cuplaj centrifugal de tip *SUCO*, la care se utilizează arcuri elicoidale cilindrice de întindere [10].

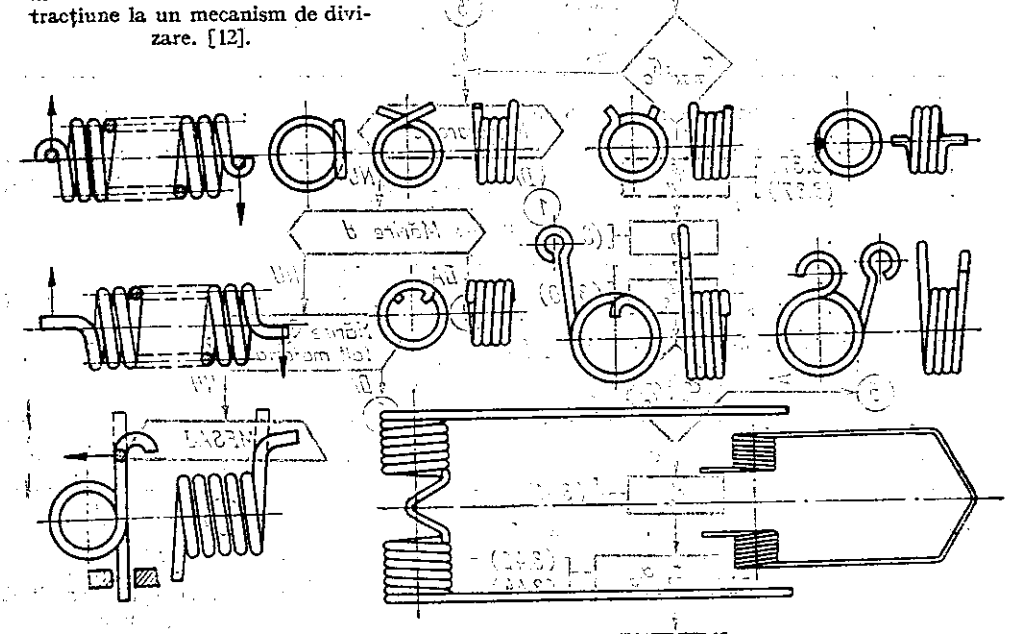


Fig. 3.14. Exemple de arcuri elicoidale cilindrice de răsucire [20, 36 etc.].

Relațiile și metodica de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de răsucire sînt indicate în tabelul 3.2, în fig. 3.15 fiind dată schema logică corespunzătoare.

Arcurile de răsucire se execută, de obicei, cu unghi de înclinare mic și cu jocuri mici între spire, montîndu-se de obicei pe dornuri speciale; arcul solicitat nu trebuie să vină în contact cu dornul (boltul) pe care este înfășurat.

Tabelul 3.2 (continuare)

Relațiile și metodica de calcul și proiectare a arcurilor elicoidale cilindrice de răsucire
extensia bibliografică cu [7, 9, 11, 12, 17, 20, 28, 30] — *Incheie la pagina următoare*

Elementul de calcul	Relațiile de calcul și recomandările necesare
Indicele arcului i	$i = D_m/d$; se recomandă $i \geq 4 \ldots 5$
Factorul de corecție al lui Wahl (pentru efectul tăietor și de curbură)	$k = \frac{4i-1}{4i-4} + \frac{0{,}615}{i}$
Factorul de corecție al lui Bergsträsser (pentru efectul de curbură)	$k = \frac{4i+2}{4i-3}$
Factorul de corecție al lui Ivanov (pentru efectul de curbură)	$k = \frac{i+0{,}5}{i-0{,}75}$
Factorul de corecție al lui Ivanov (pentru efectul tăietor)	$k = \frac{i+0{,}25}{i-0{,}75}$
Factorul de corecție al lui Ivanov (pentru efectul de curbură și tăietor)	$k = \frac{i+0{,}5}{i-0{,}75} + \frac{0{,}615}{i}$
Factorul de corecție al lui Ivanov (pentru efectul de curbură și tăietor)	$k = \frac{i+0{,}25}{i-0{,}75} + \frac{0{,}615}{i

Tabelul 3.2. (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul şi recomandările necesare
Lungimea arcului H_0	$H_0 = (d + \Delta_0)n + H_c$; (3.41) $\Delta_0 = 0{,}5$ mm
Diametrele arcului D, D_i	$D = D_m + d$; $D_i = D_m - d$ (3.42)
Pasul t al arcului nesolicitat	$t = d + \Delta_0$ (3.43)
Unghiul de înclinare α_0	$\operatorname{tg} \alpha_0 = t/\pi D_m$ (3.44)
Lungimea semifabricatului l_s	$l_s = \pi D_m n/\cos \alpha_0 + l_c$ (3.45)
Caracteristica elastică	Se trasează conform modelului din acest tabel

În fig. 3.16 sînt prezentate două exemple de utilizare a acestor tipuri de arcuri.

Arcurile elicoidale progresive sînt utilizate pentru obţinerea caracteristicii elastice neliniare (progresive), care se poate realiza prin folosirea arcurilor conice, a arcurilor cu pas variabil şi a arcurilor executate din bare(sîrme) cu diametrul variabil [7, 16, 25]. Diametrul d poate fi variabil numai pe o parte — sîrma conică — sau pe ambele părţi ale barei — dublu conică (fig. 3.17); diametrul barei (sîrmei) poate varia şi parabolic [16]. La aşanumitele arcuri elicoidale *superprogresive* variază — în plus — şi diametrul mediu D_m al arcului.

Arcurile executate din sîrmă conică şi paraboloidală au dimensiuni de gabarit — pe înălţime — mai mici, comparativ cu arcurile elicoidale cilindrice obişnuite, asigurînd şi o însemnată economie de material [16]. În [16] şi [25] sînt indicate relaţii pentru calculul orientativ al acestor arcuri.

Arcurile elicoidale profilate — funcţionînd în principal ca arcuri de compresiune — au dimensiuni de gabarit mai mici, asigură o frecvenţă convenabilă a vibraţiilor proprii ale sistemului, realizînd o caracteristică elastică neliniară [20, 28, 30, 31].

Principalele tipuri de arcuri profilate sînt prezentate în fig. 3.18 [20, 30, 31]; cele mai frecvent utilizate în practică sînt arcurile conice şi paraboloidale a căror proiecţie — în planul de bază — este o spirală arhimedică.

La arcurile profilate se deosebesc două domenii de funcţionare (fig. 3.19): domeniul de *funcţionare liberă*, cînd $F < F_1$ şi domeniul de *funcţionare limitată* — pentru $F \geq F_1$ — cînd spirele încep treptat să se decupleze, venind în contact cu suprafaţa de reazem sau cu spirele vecine (domeniul AB).

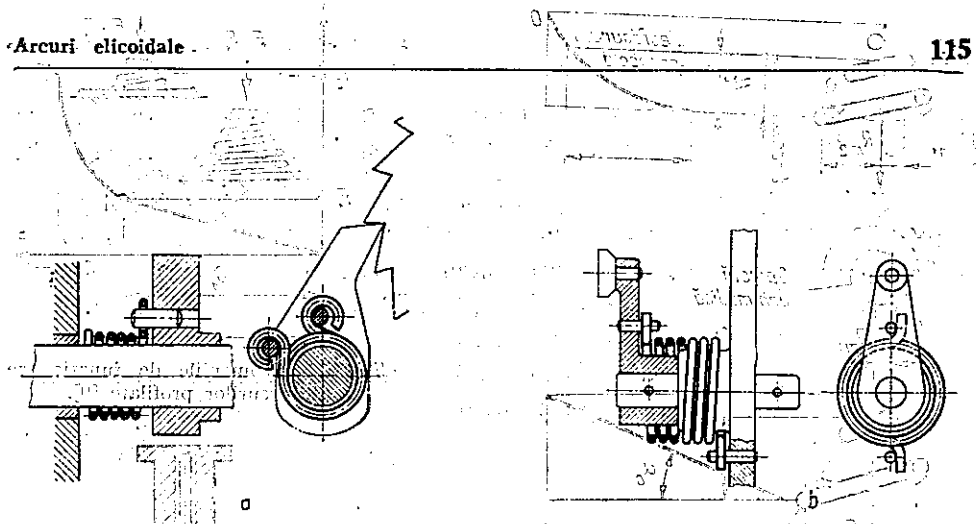


Fig. 3.16. Exemple de utilizare a arcurilor elicoidale cilindrice de răsucire:
a — mecanism cu clichet [12]; *b* — mecanism de divizare [7].

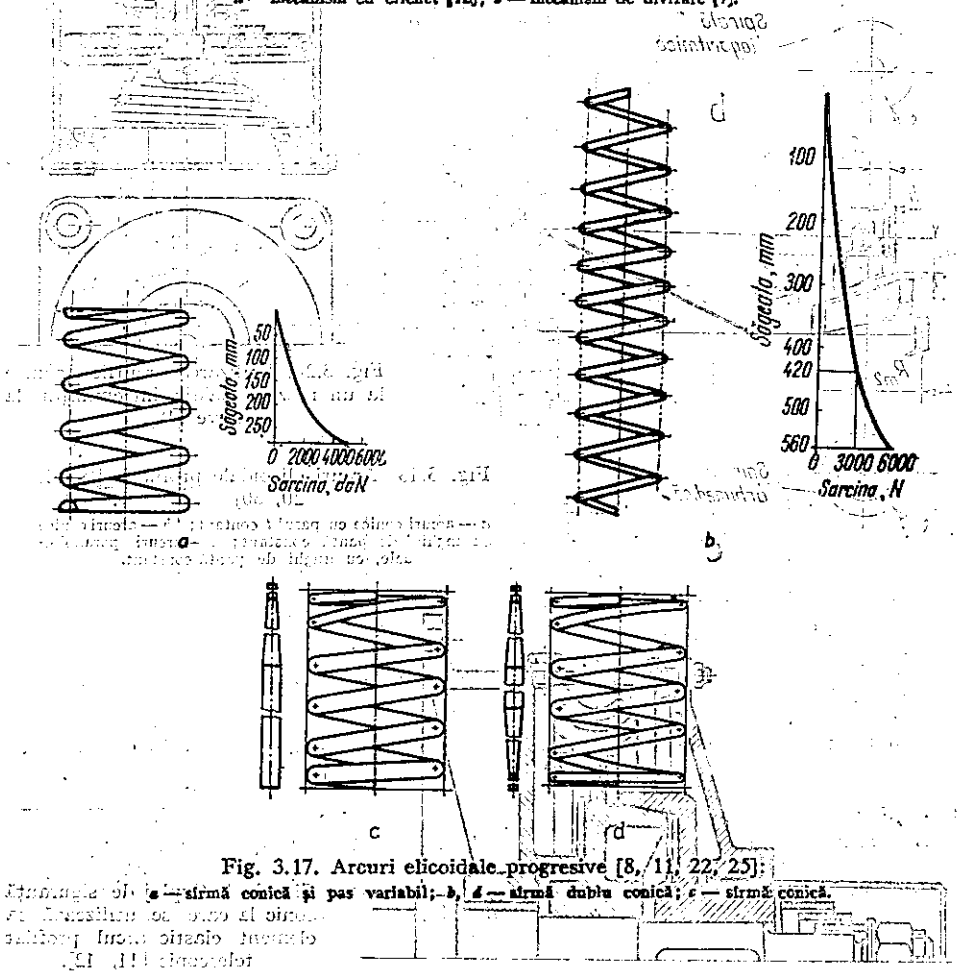


Fig. 3.17. Arcuri elicoidale progresive [8, 11, 22, 25]:
a — sîrmă conică şi pas variabil; *b*, *d* — sîrmă dublu conică; *c* — sîrmă conică.

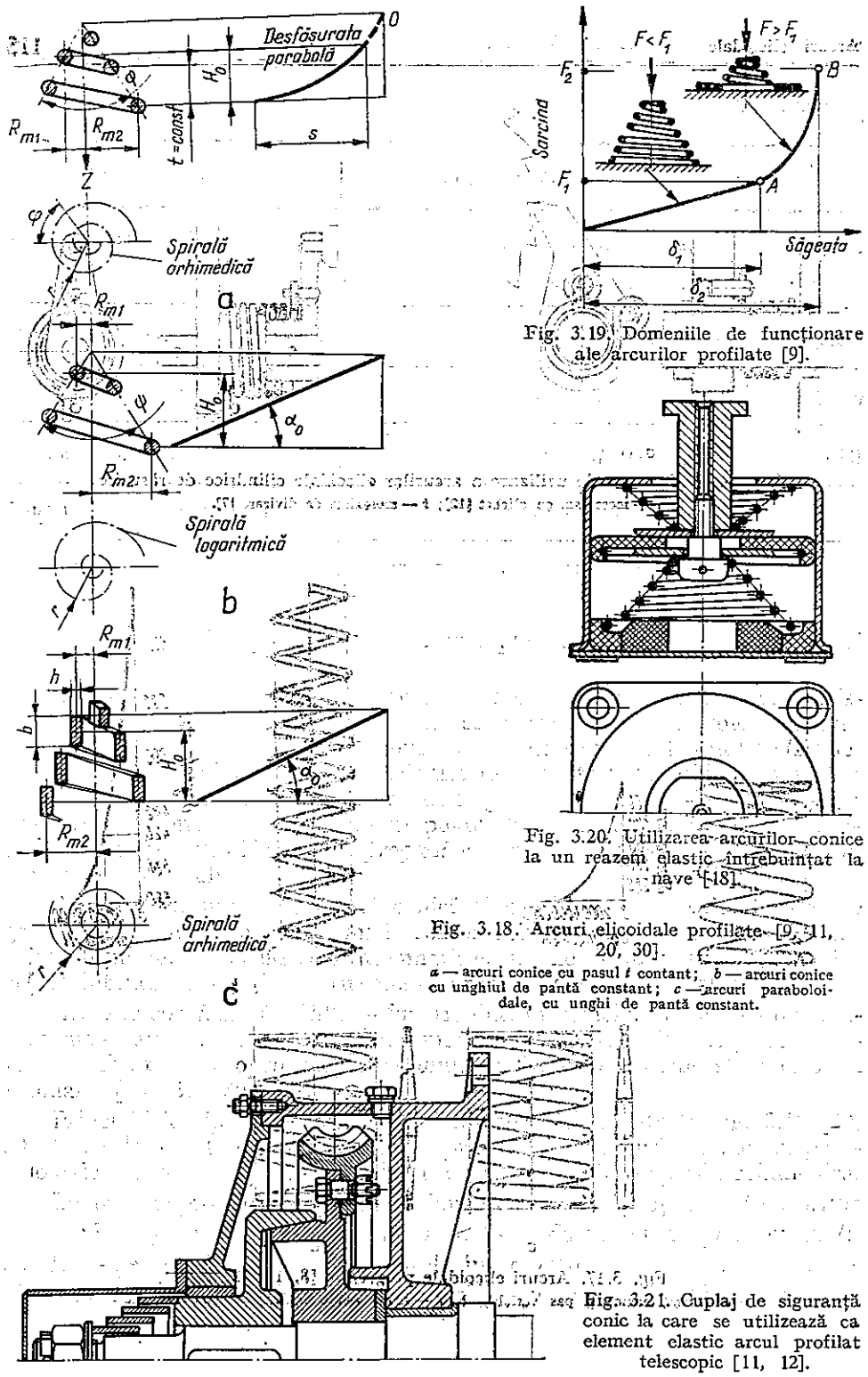


Fig. 3.18. Arcuri elicoidale profilate [9, 11, 20, 30].

a — arcuri conice cu pasul *t* contant; *b* — arcuri conice cu unghiul de pantă constant; *c* — arcuri paraboloidale, cu unghi de pantă constant.

Fig. 3.19. Domeniile de funcționare ale arcurilor profilate [9].

Fig. 3.20. Utilizarea arcurilor conice la un reazem elastic întrebuințat la nave [18].

Fig. 3.21. Cuplaj de siguranță conic la care se utilizează ca element elastic arcul profilat telescopic [11, 12].

Relațiile principale pentru calculul și proiectarea arcurilor elicoidale profilate sînt date în tabelul 3.3 [20], alegerea acestora depinzînd de domeniul în care funcționează arcurile respective.

Arcurile profilate de compresiune se pot calcula cu relațiile (3.9) sau (3.10) din tabelul 3.1*), înlocuind diametrul D_m cu $2R_c$**) ($R_{m1} \leq R_c \leq R_{m2}$). În cazul în care spirele nu s-au decuplat încă ($F \leq F_1$), $R_c = R_{m2}$; dacă spirele au început să se decupleze ($F > F_1$), $R_c = R_{cont.} = f(F)$, R_{cont} fiind raza spirei care vine în contact cu spira vecină sau cu suprafața de reazem, pentru valoarea considerată a sarcinii F (v. tabelul 3.3).

În fig. 3.20—3.22 sînt date cîteva exemple de utilizare a arcurilor elicoidale profilate.

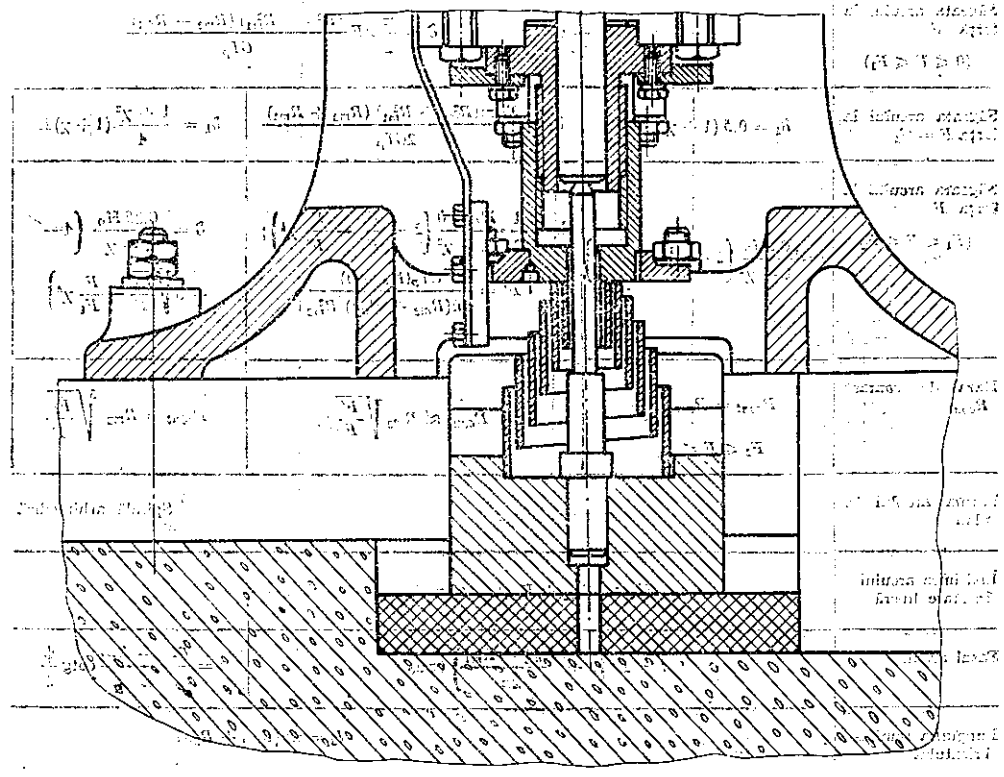


Fig. 3.22. Utilizarea — cu rol de amortizor de șocuri (tampon) — a arcului profilat telescopic la o presă cu șurub de tip Progresul-Brăila.

*) Coeficienții K și Ω se stabilesc la fel ca la arcurile elicoidale cilindrice, însă în funcție de $D_c = 2R_c$.

**) R_c este raza spirei libere maxime, adică raza celei mai mari dintre spirele care, sub acțiunea sarcinii de calcul, nu s-a decuplat încă.

Relațiile principale pentru calculul și proiectarea.

Elementul de calcul	Arc paraboloidal $(R_{m2}-R_{m1}) \geqslant nd$	Arc paraboloidal $(R_{m2}-R_{m1}) < nd$	Arc conic, $(R_{m2}-R_{m1}) \geqslant nd$
Forța la care începe decuplarea spirelor	$F_1 = \dfrac{GI_p H_0}{\pi n (R_{m2}+R_{m1}) R_{m2}^2}$	$F_1 = \dfrac{GI_p}{\pi n R_{m1}^2}\left(\dfrac{H_0}{R_{m2}+R_{m1}} - \dfrac{\theta}{2R_{m1}}\right)$	$F_1 = \dfrac{GI_p H_0}{2\pi n R_{m1}^3}$
Forța corespunzătoare arcului complet comprimat	$F_2 = \dfrac{F_1}{\chi^2}$	$F_2 = \dfrac{GI_p}{\pi n R_{m1}^2}\left(\dfrac{H_0}{R_{m2}+R_{m1}} - \dfrac{\theta}{2R_{m1}}\right)$	$F_2 = \dfrac{F_1}{\chi^3}$
Săgeata arcului la forța F $(0 \leqslant F \leqslant F_1)$	$\delta = \dfrac{\pi}{2} nF \dfrac{(R_{m2}^2+R_{m1}^2)(R_{m2}+R_{m1})}{GI_p}$		
Săgeata arcului la forța $F = F_1$	$\delta_1 = 0{,}5(1+\chi^2)H_0$	$\delta_1 = \dfrac{F_1 \pi n (R_{m2}^2+R_{m1}^2)(R_{m2}+R_{m1})}{2GI_p}$	$\delta_1 = \dfrac{1+\chi^2}{4}(1+\chi)H_0$
Săgeata arcului la forța F $(F_1 \leqslant F \leqslant F_2)$	$\delta = \dfrac{0{,}5H_0}{1-\chi^2}\left(2 - \dfrac{F_1}{F} - \dfrac{F}{F_1}\chi^4\right)$	$\delta = \dfrac{1}{2}\cdot\dfrac{H_0-\theta}{1-\chi^2}\left(2 - \dfrac{F'}{F} - \dfrac{F}{F'}\chi^4\right)$; $F' = \dfrac{GI_p(H_0-\theta)}{\pi n(R_{m2}+R_{m1})R_{m2}^2}$	$\delta = \dfrac{0{,}25H_0}{1-\chi}\left(4 - 3\sqrt[3]{\dfrac{F_1}{F}} - \dfrac{F}{F_1}\chi^4\right)$
Raza de contact R_{cont}	$R_{cont} = R_{m2}\sqrt{\dfrac{F_1}{F}}$ $F_1 \leqslant F \leqslant F_2$	$R_{cont} \approx R_{m2}\sqrt{\dfrac{F'}{F}}$	$R_{cont} = R_{m2}\sqrt[3]{\dfrac{F_1}{F}}$
Forma arcului în plan	Spirală arhimedică		
Înălțimea arcului în stare liberă	$H_0 \approx (R_{m2}+R_{m1})\pi n \operatorname{tg}\alpha_0$		
Pasul arcului	$t = 2\pi\left(r + \dfrac{R_{m2}-R_{m1}}{2n}\right)\operatorname{tg}\alpha_0$		$t = \dfrac{R_{m2}-R_{m1}}{n}\operatorname{ctg}\dfrac{\psi}{2}$
Lungimea semifabricatului	$l_s = \pi n(R_{m2}+R_{m1})$		

S-au folosit notațiile: $\theta = \sqrt{(\pi d)^2 - (R_{m2}-R_{m1})^2}$;

Tabelul 3.3

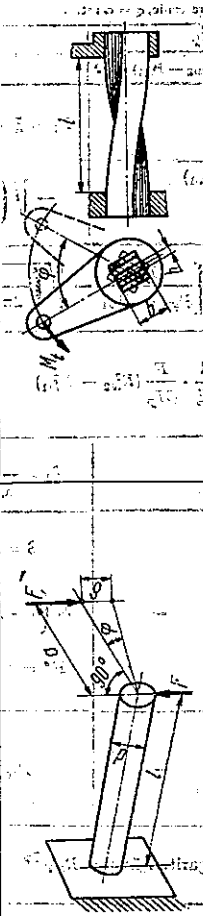
arcurilor elicoidale profilate [20, 30]

t = const.	Arc conic, α = const.		
$(R_{m2}-R_{m1}) < nd$	$R_{m1} \geqslant R_k$	$R_{m2} \leqslant R_k$ $(R_{m2}-R_{m1}) \geqslant nd$	$R_{m2} \leqslant R_k$ $(R_{m2}-R_{m1}) < nd$
$F_1 = \dfrac{GI_p}{2\pi n}\cdot\dfrac{H_0-\theta}{R_{m2}^3}$	$F_1 = \xi\dfrac{GI_p H_0}{R_{m2}^3(R_{m2}-R_{m1})}$		$F_1 = \dfrac{\xi}{\pi}\dfrac{GI_p}{R_{m2}^3}\left[\dfrac{H_0}{(R_{m2}-R_{m1})} - \sqrt{\left(\dfrac{d}{2\pi\xi R_{m2}}\right)^2 - 1}\right]$
$F_2 = \dfrac{F_1}{\chi^3}$	$F_2 = \dfrac{F_1}{\chi^2}$	$F_2 = \dfrac{\xi}{\pi}\dfrac{GI_p}{R_{m1}^3}\left[\dfrac{H_0}{R_{m2}-R_{m1}} - \sqrt{\left(\dfrac{d}{2\pi\xi R_{m1}}\right)^2 - 1}\right]$	
$\delta = 1\dfrac{1}{3\xi}\cdot\dfrac{F}{GI_p}(R_{m2}^3 - R_{m1}^3)$			
$\delta_1 = \dfrac{1}{4}(1+\chi^2)(1+\chi)(H_0-\theta)$	$\delta_1 = \dfrac{1}{3}\cdot\dfrac{1-\chi^3}{1-\chi}H_0$		$\delta_1 = \dfrac{F_1}{3\xi GI_p}(R_{m2}^3 - R_{m1}^3)$
$\delta = \dfrac{1}{4}\cdot\dfrac{H_0-\theta}{1-\chi}\left(4 - 3\sqrt[3]{\dfrac{F_1}{F}} - \dfrac{F}{F_1}\chi^4\right)$	$\delta = \dfrac{1}{3}\cdot\dfrac{H_0}{1-\chi}\left(3 - 2\sqrt{\dfrac{F_1}{F}} - \dfrac{F}{F_1}\chi^3\right)$	—	$\delta = \dfrac{1}{3}\cdot\dfrac{H_0-\theta}{1-\chi}\times$ $\times\left(3 - 2\sqrt{\dfrac{F''}{F}} - \dfrac{F}{F''}\chi^3\right)$; $F'' = \xi\dfrac{GI_p}{R_{m2}^3}\cdot\dfrac{H_0-\theta}{R_{m2}-R_{m1}}$
$R_{cont} = R_{m2}\sqrt[3]{\dfrac{F_1}{F}}$	$R_{cont} = R_{m2}\sqrt{\dfrac{F_1}{F}}$	—	$R_{cont} \approx R_{m2}\sqrt{\dfrac{F''}{F}}$
$r = R_{m1} + \dfrac{R_{m2}-R_{m1}}{2\pi n}\varphi$	Spirală logaritmică $r = R_{m1}e^{\xi\varphi}$		
$H_0 = (R_{m2}-R_{m1})\operatorname{ctg}\dfrac{\varphi}{2}$			
$t = \dfrac{R_{m2}-R_{m1}}{n}\operatorname{ctg}\dfrac{\psi}{2}$	$t = R_{m1}e^{\xi\varphi}(e^{2\pi\xi}-1)\operatorname{ctg}\dfrac{\psi}{2}$		
$l_s = \dfrac{2\pi n}{\ln R_{m2}/R_{m1}}(R_{m2}-R_{m1})$			

$\chi = \dfrac{R_{m1}}{R_{m2}}$; $\xi = \dfrac{\ln R_{m2}/R_{m1}}{2\pi n}$; $R_k = \dfrac{d}{2\pi\xi(1+\pi\xi)}$

Tabelul 3.4

Relațiile pentru calculul arcurilor bare de torsiune [7, 9, 11, 42]

Elementul de calcul	Secțiune rotundă	Plăci dispuse în pachet*)
		
M_t, daN·cm	$M_t = Fa$; $M_t = \pi d^3 \tau_{at}/16$	$M_t = Fa$; $M_t = \eta_1 b h^2 \tau_{at}$, cu η_1 din fig. A.3-6
φ, rad	$\varphi = 32 l M_t/\pi d^4 G$; $\varphi = 2l\tau_{at}/dG$	$\varphi \approx M_t l/2G\eta_2 bh^3$; $\varphi \approx \eta_1 l \tau_{at}/\eta_2 hG$; η_2 din fig. A.3-6
l, cm	$l = \varphi G d/2\tau_{at}$	$l \approx \eta_2 G h/\eta_1 \tau_{at}$
δ, cm	$\delta = 32a^2 l F/\pi d^4 G$; $\delta = 2al\tau_{at}/dG$	$\delta \approx Fa^2 l/2G\eta_2 bh^3$; $\delta \approx a\eta_1 l \tau_{at}/\eta_2 hG$
k', daN·cm/rad (daN·cm/grd)	$k' = M_t/\varphi$; $k' = \pi G d^4/32l$	$k' \approx M_t/\varphi$; $k' \approx sG\eta_2 bh^3/l$

*) Relațiile sînt valabile pentru $b/h \leq 5$.

**) Pentru solicitări dinamice — în cazul oțelului de arc călit, cu $\sigma_r = 120 \ldots 160$ daN/mm² și $\sigma_{0s} = 100 \ldots 103$ daN/mm² se poate considera [17] $\tau_{at} = \tau_m \pm 0{,}5\tau_a$ — Și pentru oțeluri Cr — Va și pentru $d = 20 \ldots 25$ mm, orientativ, $\tau_a = 15 \ldots 28$ daN/mm², τ_m fiind efortul unitar mediu al ciclului de solicitare.

3.2 Arcuri bare de torsiune

Arcurile bare de torsiune — formate din bare drepte de secțiune constantă pe toată lungimea — se utilizează la suspensia vehiculelor, la cuplajele elastice, la aparatele de măsură, la cheile dinamometrice, la instalațiile de încercare a diferitelor elemente de mașini etc. Au dimensiuni de gabarit relativ reduse, construcție simplă, montaj și întreținere ușoare, coeficient mare de utilizare volumetrică; nu au frecări interioare.

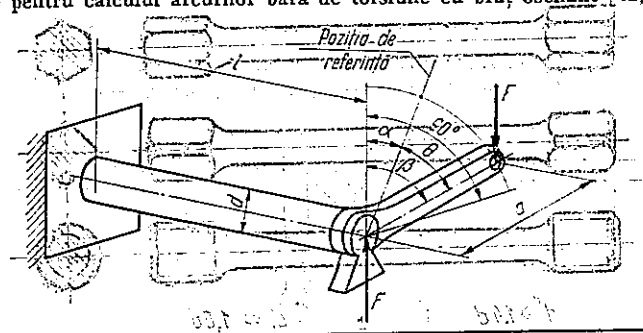
Relațiile pentru calculul arcurilor bare de torsiune sînt indicate în tabelul 3.4; în cazul barelor foarte scurte este mai corect să se calculeze cu o lungime activă redusă, în raport cu diametrul barei [17, 42].

Arcurile formate din plăci dispuse în pachet au dimensiuni mai mici de gabarit, avînd nevoie de mai puțin spațiu pentru montare [7]. Aceste arcuri se pot calcula orientativ — deoarece apar eforturi suplimentare de încovoiere și tracțiune — cu relațiile din tabelul 3.4. Ca urmare a apariției frecării dintre plăci, se recomandă reducerea corespunzătoare a rezistențelor admisibile τ_{at}.

Arcul bară de torsiune cu braț oscilant reprezintă cazul general al barei de torsiune, montate în suspensia autovehiculelor, putîndu-se calcula cu relațiile din tabelul 3.5.

Tabelul 3.5

Relațiile pentru calculul arcurilor bară de torsiune cu braț oscilant [42, 37]



Elementul de calcul	Relațiile de calcul. Recomandări
Forța exterioară F	În cazul în care nu este indicată prin temă: $F = GI_p\theta/al \sin\beta$
Deplasarea unghiulară θ a brațului față de poziția de referință*)	$\theta = Fal \sin\beta/GI_p$
Momentul de torsiune M_t	$M_t = Fa \sin\beta = GI_p\theta/l$, sau $M_t = \pi d^3\tau_{at}/16$; τ_{at} v. indicațiile din tabelul 3.4.
Săgeata δ	$\delta = a(\cos\alpha - \cos\beta)$
Rigiditatea k'	$k' = GI_p[(1 - \theta \operatorname{ctg}\beta)/\sin^2\beta]/la^2$, factorul $(1 - \theta \operatorname{ctg}\beta)/\sin^2\beta$, din fig. A.3-7.

*) În această poziție bara de torsiune este nesolicitată.

Forma capetelor de fixare a arcurilor bare de torsiune și forma constructivă a unui asemenea arc sînt redate în fig. 3.23. Barele de torsiune se execută din oțeluri pentru arcuri (STAS 795-80), o atenție deosebită trebuind acordată rectificării și tratamentului termic; se recomandă o duritate de 47 ... 50 *HRC*.

Un exemplu de utilizare a arcurilor bare de torsiune este prezentat în fig. 3.24.

Arcurile bare de torsiune se utilizează și ca *stabilizatoare* (fig. 3.25) — la marea majoritate a autovehiculelor — pentru micșorarea vibrațiilor de ruliu și mărirea stabilității autovehiculului în viraj; calculul acestora este dat în [8, 22, 27 p. 259 — 278 și 42].

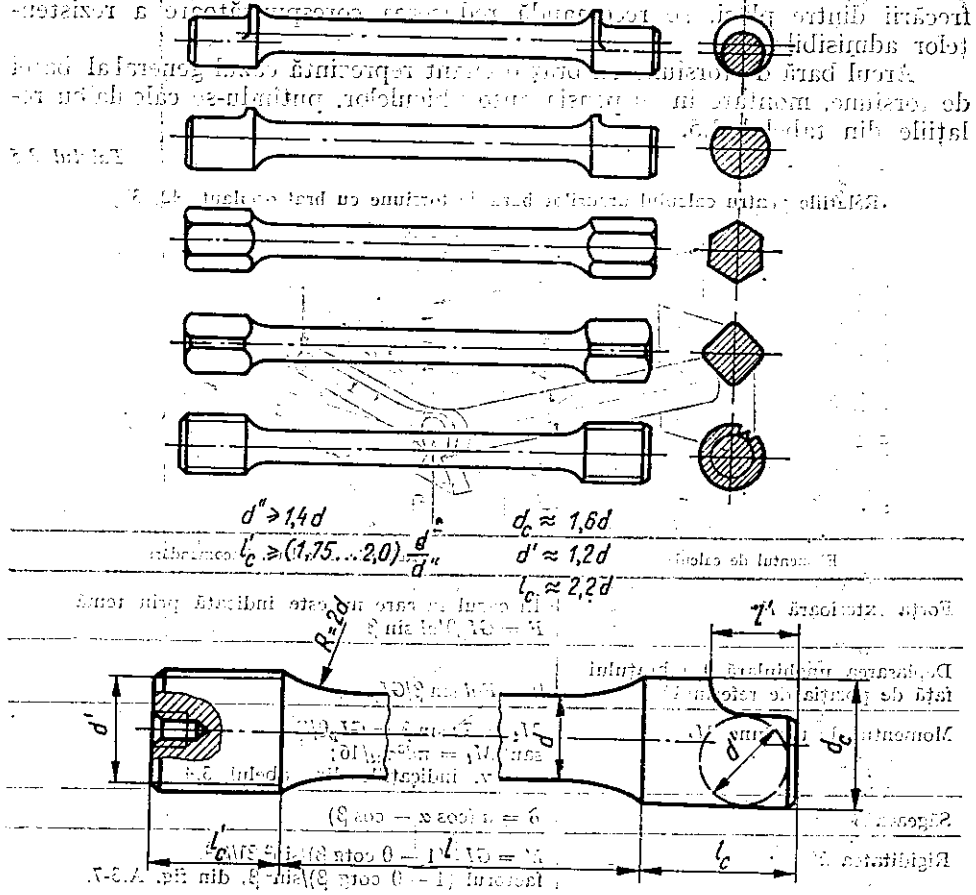


Fig. 3.23. Forma constructivă a capetelor și a arcului bară de torsiune [7, 42].

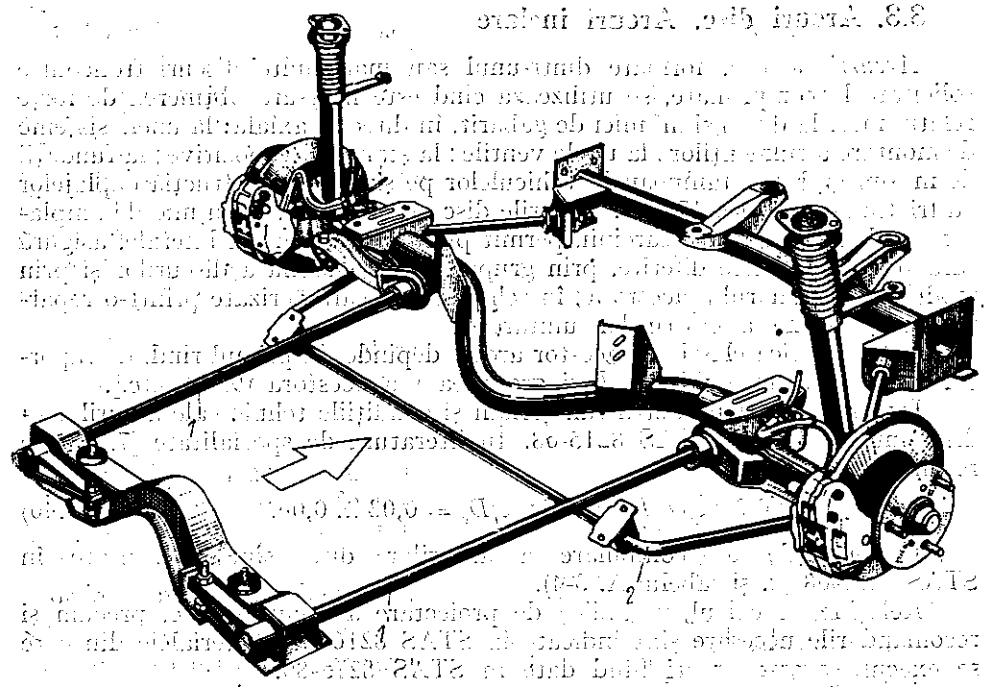


Fig. 3.24. Utilizarea arcurilor bare de torsiune la suspensia din față a autoturismului DAF 55 [22]:
1 — suspensia propriu-zisă; *2* — bară stabilizatoare.

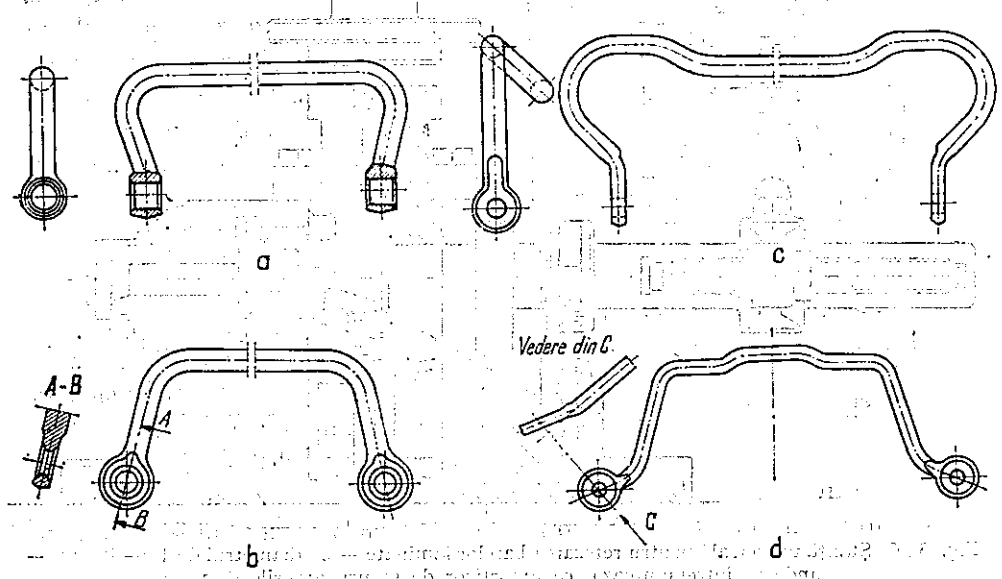


Fig. 3.25. Diferite forme constructive ale arcurilor bare de torsiune, utilizate ca stabilizatoare de ruliu la autovehicule [42].

3.3. Arcuri disc. Arcuri inelare

Arcurile disc *), formate dintr-unul sau mai multe discuri tronconice solicitate la comprimare, se utilizează cînd este necesară obținerea de forțe relativ mari la dimensiuni mici de gabarit, în direcția axială: la unele sisteme de montare a rulmenților; la unele ventile; la ștanțe și dispozitive; la fundații de mașini grele, la tampoanele vehiculelor pe șine, în construcția cuplajelor cu fricțiune [7, 9, 10, 17, 28]. Arcurile disc necesită un spațiu mic de amplasare în direcția aplicării sarcinii, permit preluarea de sarcini laterale, asigură caracteristici elastice diferite, prin gruparea convenabilă a discurilor și prin modificarea numărului acestora; în schimb, sînt caracterizate printr-o repartiție neuniformă a eforturilor unitare.

Caracteristica elastică a acestor arcuri depinde, în primul rînd, de raportul dintre înălțimea inițială h și grosimea s a acestora [9, 28, etc.].

Dimensiunile, parametrii funcționali și condițiile tehnice ale arcurilor — disc sînt indicate în STAS 8215-68. În literatura de specialitate [7, 28] se recomandă:

$$0{,}3 < D_i/D_e < 0{,}5\,; \quad s/D_e = 0{,}03 \ldots 0{,}06. \tag{3.46}$$

Posibilitățile de combinare a arcurilor disc sînt prezentate în STAS 8216-68 (v. și tabelul A. 3-4).

Relațiile de calcul, metodica de proiectare a arcurilor-disc, precum și recomandările necesare sînt indicate în STAS 8216-68, materialele din care se execută aceste arcuri fiind date în STAS 8215-80.

În fig. 3.26 și 3.27 sînt prezentate exemple de utilizare a arcurilor disc.

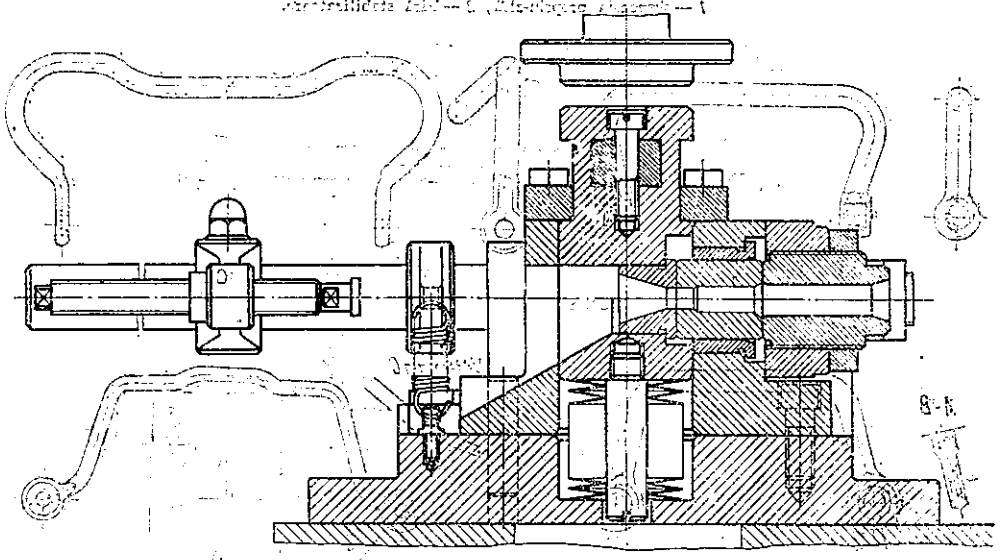


Fig. 3.26. Ștanță universală pentru retezarea barelor laminate — cu diametrul de 1,0—10 mm — unde se întrebuințează, ca amortizor de șocuri, arcurile disc [13].

*) Denumite și arcuri *Belleville* [15, 28].

Arcurile inelare au o capacitate de încărcare foarte mare, la dimensiuni de gabarit relativ reduse, și o capacitate mare de amortizare a energiilor de șoc (cca. 66%). Materialul inelelor fiind solicitat uniform, se obține o economie de material și o reducere a greutății, comparativ cu alte tipuri de arcuri [4, 7, 17, 28].

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul arcurilor inelare sînt indicate în tabelul 3.6.

Arcurile inelare au un domeniu relativ restrîns de utilizare, în special ca arcuri-tampon, pentru amortizarea șocurilor puternice, la vehiculele pe șine sau la utilajele grele, la care apar șocuri mari (macarale, ciocane mecanice etc.), se folosesc și ca dispozitive de siguranță la suprasarcini la prese, laminoare, macarale [4].

Exemple de utilizare a arcurilor inelare sînt date în fig. 3.28—3.29.

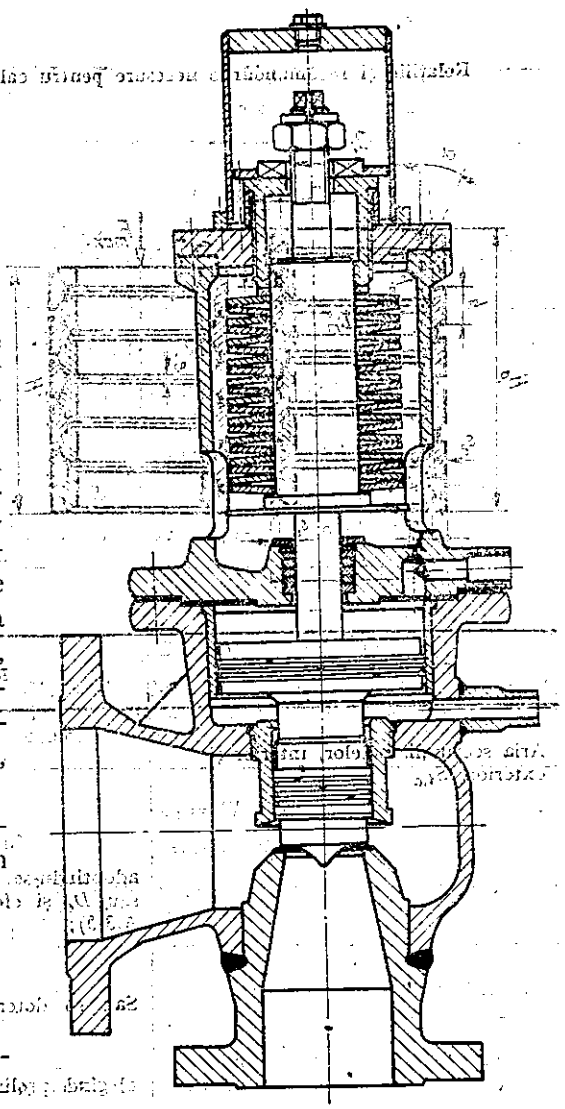


Fig. 3.27. Utilizarea arcurilor disc la un ventil pentru presiuni mari [28].

3.4. Arcuri lamelare

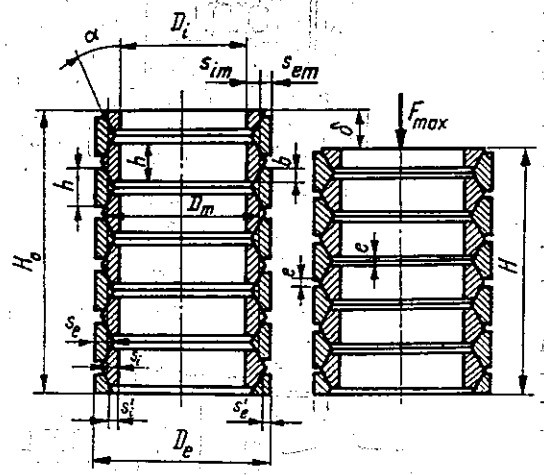
Arcurile lamelare sînt formate dintr-o singură lamelă — monolamelare — sau din mai multe lamele, funcționînd simultan — arcuri multilamelare *).

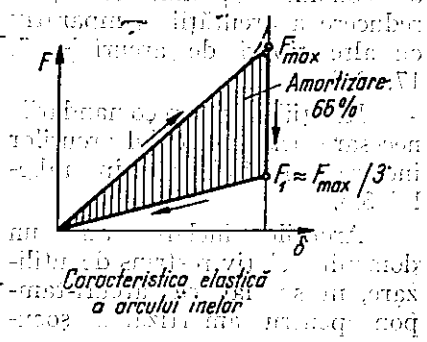
Arcurile monolamelare sînt utilizate ca arcuri de apăsare în construcția aparatelor și instrumentelor de măsură, a diferitelor mecanisme și dispozitive

*) Denumite și *arcuri cu foi*.

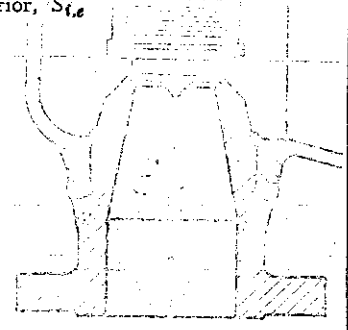
Tabelul 3.6

Relaţiile şi recomandările necesare pentru calculul arcurilor inelare [7, 9, 28]





Caracteristica elastică a arcului inelar

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Aria secţiunii inelelor, interior şi exterior, $S_{i,e}$ 	$S_{i,e} \approx hs_{i,em}$; $h = (0{,}2 \ldots 0{,}17)\, D_e$; $s_{im} = R_m p/\sigma_c$; $s_{em} = R_m p/\sigma_i$, adoptîndu-se, din condiţii de gabarit, $D_m = 2R_m$ sau D_e şi eforturile unitare admisibile (v. tabelul A.3-5); $p = (0{,}1 \ldots 0{,}2)\, \sigma_i$ [17] Sau se determină raportul $S_e/S_i = \sigma_c/\sigma_i$, alegînd preliminar eforturile admisibile
Grosimea efectivă a inelelor $s_{i,e}$, $s'_{i,e}$	La mijloc $s_i = s_{im} + h \operatorname{tg} \alpha/4$; $s_e = s_{em} + h \operatorname{tg} \alpha/4$; La capete: $s_i' = s_{im} - h \operatorname{tg} \alpha/4$; $s_e' = s_{em} - h \operatorname{tg} \alpha/4$. *Se recomandă* [7]: la inele prelucrate, $\alpha_{min} = 12°$; la inele neprelucrate, $\alpha \approx 14°$

Tabelul 3.6 (continuare)

Elementul de calcul	Relaţiile de calcul. Recomandări
Forţa de repulsie F_1	$F_1 = F[\operatorname{tg}(\alpha - \varphi)]/\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ *Se recomandă* [7] la inele masive, grele, prelucrate $\varphi \approx 8°30'$; la inele uşoare, prelucrate $\varphi \approx 7°$; la inele masive, grele, neprelucrate $\varphi \approx 9°$
Săgeata elementară a unui singur inel δ_0	$\delta_0 = F(D_{me}/S_e + D_{mi}/S_i)/2\pi E \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$ sau, alegînd preliminar eforturile admisibile (v. tabelul A.3-5), $\delta_0 = (R_{em}\sigma_i + R_{im}\sigma_c)/E \operatorname{tg}\alpha$; $R_{em} = R_m + s_{em}/2$; $R_{im} = R_m - s_{im}/2$. *Se recomandă*: $h/\delta_0 = 4{,}6 \ldots 9{,}0$ [17]
Săgeata totală a arcului inelar δ	$\delta = (z - 1)\delta_0 = (z - 1) F(D_{me}/S_e + D_{mi}/S_i)/2\pi E \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$; *Observaţie.* S-a introdus $(z - 1)$, deoarece inelele de capăt funcţionează numai cu o singură suprafaţă conică; se montează, de obicei, semiinele
Eforturile unitare din inelul interior şi respectiv exterior, σ_c, σ_i	$\sigma_c = F/\pi S_i \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$; $\sigma_i = F/\pi S_e \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$. Valorile calculate nu trebuie să depăşească valorile indicate în tabelul A.3-5
Rigiditatea arcului inelar k	$k = 2\pi E \operatorname{tg}\alpha \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)/(z - 1)(D_{me}/S_e + D_{mi}/S_i)$
Jocul dintre feţele frontale, la arcul complet comprimat, e	Pentru inele neprelucrate: $e \approx 0{,}005(D_e + D_i)$; Pentru inele prelucrate: $e = 0{,}0025(D_e + D_i)$
Lungimea arcului H, H_0	Arcul complet comprimat sub sarcina maximă: $H = (z - 1)(h + e)/2$, cînd arcul se termină cu semiinele; $H = (z + 1)h/2 + (z - 1)e/2$, cînd arcul se termină cu inele întregi. Arcul în stare liberă: $H_0 = H + \delta$

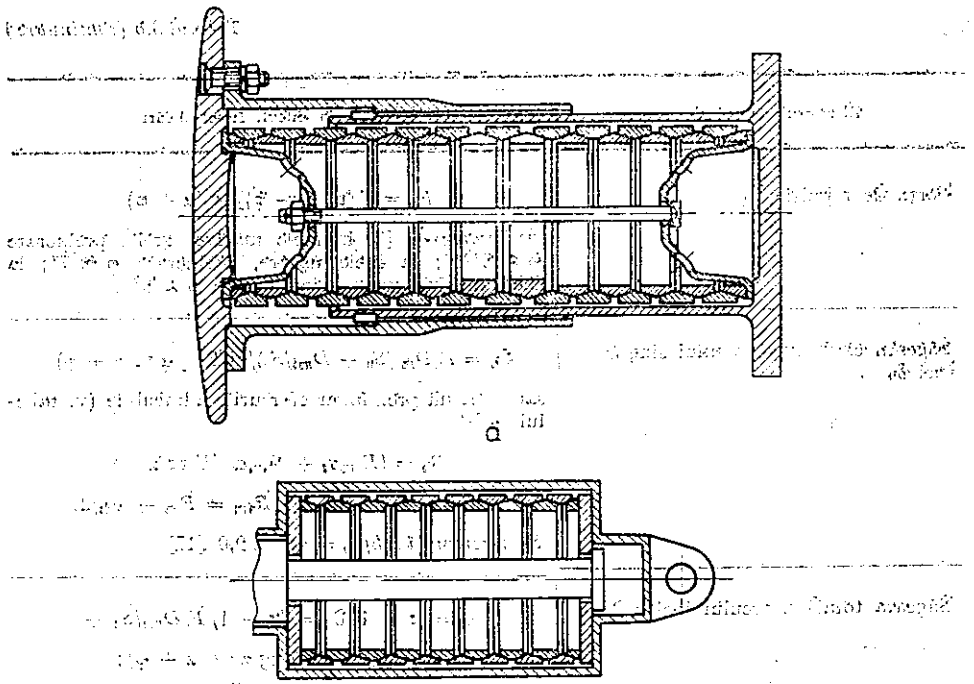


Fig. 3.28. Exemple de utilizare a arcurilor inelare

a — la tampoanele de la vehiculele pe șine, pentru amortizarea șocurilor puternice [28]; *b* — dispozitiv de tracțiune-compresiune executat cu un singur arc inelar [4].

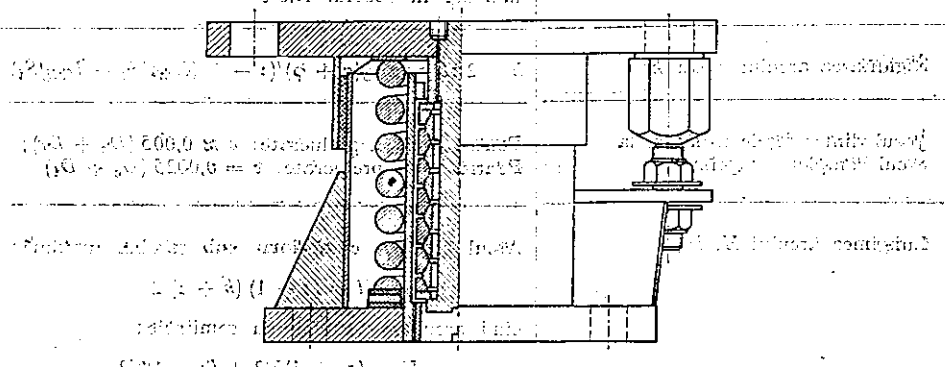


Fig. 3.29. Reazem elastic metalic folosit la nave, în construcțiunea căruia se montează arcuri inelare pentru amortizarea șocurilor puternice [18].

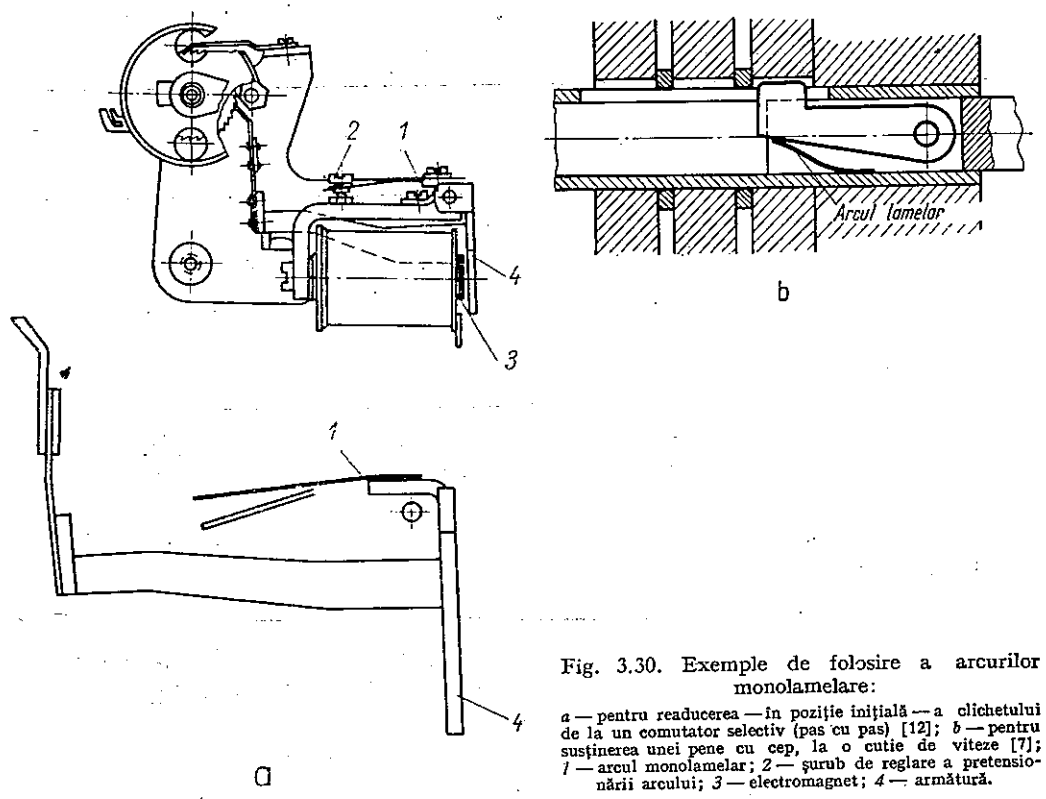


Fig. 3.30. Exemple de folosire a arcurilor monolamelare:

a — pentru readucerea — în poziție inițială — a clichetului de la un comutator selectiv (pas cu pas) [12]; *b* — pentru susținerea unei pene cu cep, la o cutie de viteze [7]; *1* — arcul monolamelar; *2* — șurub de reglare a pretensionării arcului; *3* — electromagnet; *4* — armătură.

(mecanisme cu clichet, mecanisme de zăvorîre etc.). Relațiile principale pentru calculul arcurilor monolamelare sînt date în tabelul 3.7.

În fig. 3.30 sînt prezentate două exemple de utilizare a arcurilor monolamelare.

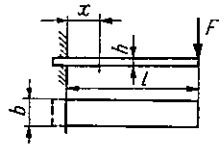
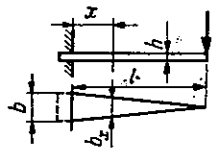
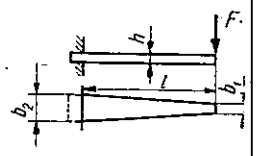
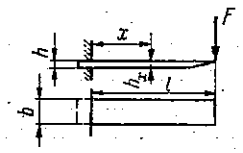
Arcurile multilamelare — formate din mai multe lamele suprapuse, de lungimi diferite și strînse cu ajutorul unor brățări (denumite *bride* sau *legături de arc*), toate lamelele participînd simultan la preluarea sarcinii exterioare — se utilizează, pe scară largă, ca element elastic în suspensia vehiculelor; se întrebuințează, de asemenea, și la diferite mașini sau mecanisme, în special, ca element de amortizare (ciocane mecanice de forjă, tampoane de ascensor etc.).

Calculul aproximativ al dimensiunilor principale ale diferitelor tipuri de arcuri multilamelare utilizate în construcția de autovehicule se poate efectua cu relațiile și recomandările indicate în tabelul 3.8, în fig. 3.31 fiind prezentată schema logică de calcul respectivă.

Metodica completă de calcul a arcurilor multilamelare utilizate la suspensia autovehiculelor este dată în [8, 19, 20], în cele ce urmează prezentîndu-se aspectele principale ale procesului de proiectare al acestor arcuri.

Tabelul 3.7

Relațiile principale pentru calculul arcurilor monolamelare [9, 11, 12, 17, 28]

Forma lamelei	Efortul unitar $\sigma_{i\,max}$, daN/cm²	Săgeata maximă δ, cm	Rigiditatea k, daN/cm
Dreptunghiulară 	$\sigma_{i\,max} = 6\,Fl/bh^2 \leqslant \sigma_{ai}$ pentru $x = 0$	$\delta = 2\,\sigma_{i\,max} l^2/3Eh$ sau $\delta = 4Fl^3/Ebh^2$	$k = 3EFh/l^2\sigma_{i\,max}$ sau $k = F/\delta$; $k = Ebh^3/4l^3$
Triunghiulară 	$\sigma_{i\,max} = 6Fl/bh^2 \leqslant \sigma_{ai}$ constant pe lungime	$\delta = l^2\sigma_{i\,max}/hE$; $\delta = 6Fl^3/Ebh^3$	$k = EFh/l^2\sigma_{i\,max}$; $k = Ebh^3/6l^3$
Trapezoidală 	$\sigma_{i\,max} = 6Fl/b_2h^2 \leqslant \sigma_{ai}$	$\delta = 2\chi_0\sigma_{i\,max}l^2/3Eh$; $\delta = 4\chi_0 Fl^3/Ebh^3$, cu $\chi_0 = 3/(2 + b_1/b_2)$	$k = 3EFh/2l^2\chi_0\sigma_{i\,max}$; $k = Ebh^3/4\chi_0 l^3$
Dreptunghiulară; grosimea h parabolă simplă 	$\sigma_{i\,max} = 6Fl/bh^2 \leqslant \sigma_{ai}$	$\delta = 4l^2\sigma_{i\,max}/3Eh$; $\delta = 8\,Fl^3/Ebh^3$	$k = 3EFh/4l^2\sigma_{i\,max}$; $k = Ebh^3/8l^3$

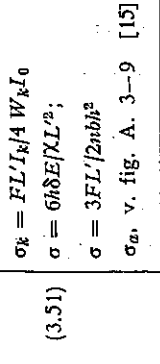
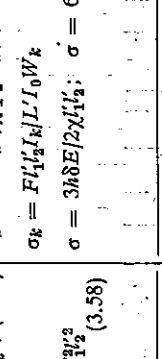
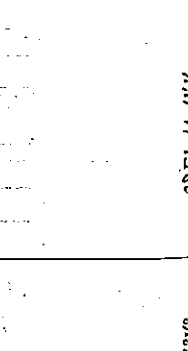
Observație. Pentru cazul general se recomandă $\sigma_{ai} = 4\,500 \ldots 6\,000$ daN/cm².

Din relațiile săgeții δ (v. tabelul 3.8) — cunoscînd eforturile unitare maxime admisibile, săgeata maximă și coeficientul χ — se determină lățimea lamelelor și numărul lamelelor, de diferite grosimi; lățimea se alege din profilele standardizate. Este recomandabil ca să se respecte raportul dintre lățimea și grosimea medie a lamelelor:

$$6 \leqslant b/h < 10. \qquad (3.66)$$

Tabelul 3.8

Relațiile principale pentru calculul aproximativ al arcurilor multilamelare, utilizate la suspensia autovehiculelor [8, 9, 20, 28, 30, 42]

Tipul arcului	Săgeata statică, cm	Rigiditatea, daN/cm	Efortul unitar maxim, daN/cm²
Semieliptic simetric 1*) 	$\delta = \chi FL'^3/48\,EI_0$; (3.47)	$k = 48EI_0/\chi L'^3$; (3.48)	$\sigma_k = 12\,EI_k\delta/\chi L'^2W_k$; (3.49) $\sigma_k = FL'I_k/4\,W_kI_0$
	$\delta = \chi FL'^3/4Enbh^3$, (3.50) cu **) $L' = L - l'_0$; $l'_0 \approx 2/3l_0$; $I_0 = nbh^3/12$; (3.53) χ, din fig. A.3—8	$k = 4nbh^3E/\chi L'^3$ (3.51)	$\sigma = 6h\delta E/\chi L'^2$; (3.52) $\sigma = 3FL'/2nbh^2$ σ_a, v. fig. A. 3—9 [15]
Semieliptic asimetric 1 2 	$\delta = \chi F l_1'^2 l_2'^2/3EL'I_0$; (3.54)	$k = 3L'I_0E/\chi l_1'^2 l_2'^2$; (3.55)	$\sigma_k = 3EI_k\delta/\chi l_1' l_2' W_k$; (3.56) $\sigma_k = Fl_1'l_2'L'I_0W_k$
	$\delta = 4\chi Fl_1'^2 l_2'^2/nbh^3EL'$, (3.57) cu: $l'_{1,2} = l_{1,2} - l'_0/2$	$k = nbh^3EL'/4\chi l'^2_1 l'^2_2$ (3.58)	$\sigma = 3h\delta E/2\chi l_1' l_2'$; $\sigma = 6Fl_1'l_2'/L'nbh^2$ (3.59)
Parabolic simetric ***) 	$\delta = \chi' FL'^3/nbEh^3$, (3.60)	$k = 2nbEh^3/\chi' L'^3$ (3.61)	$\sigma = 3\delta Eh_0/\chi' L'^2$; $\sigma = 3FL'/nbh_0^2$ (3.62)
	χ', din fig. A.3—10.		
Parabolic asimetric	$\delta = 8\chi' Fl_1'^2 l_2'^2/nEbh^3L'$, (3.63)	$k = nEbh^3L'/8\chi' l_1'^2 l_2'^2$ (3.64)	$\sigma = 3\delta Eh_0/4\chi' l_1' l_2'$; $\sigma = 6Fl_1'l_2'/nbh_0^3L'$ (3.65) σ_a, v. fig. A.3—9 [15]

Observație. Relațiile sînt valabile și pentru arcul parabolic monalamelar, înlocuind $n = 1$ (ca dimensiuni și formă a secțiunii); 2 — arcuri multilamelare executate din lamele de aceeași grosime, cu secțiune dreptunghiulară.

*) 1 — arcuri multilamelare executate din lamele diferite

**) În primă aproximație, $L' = L$ și $l'_{1,2} = l_{1,2}$

***) La arcul parabolic simetric $l_1 = l_2 = L/2$.

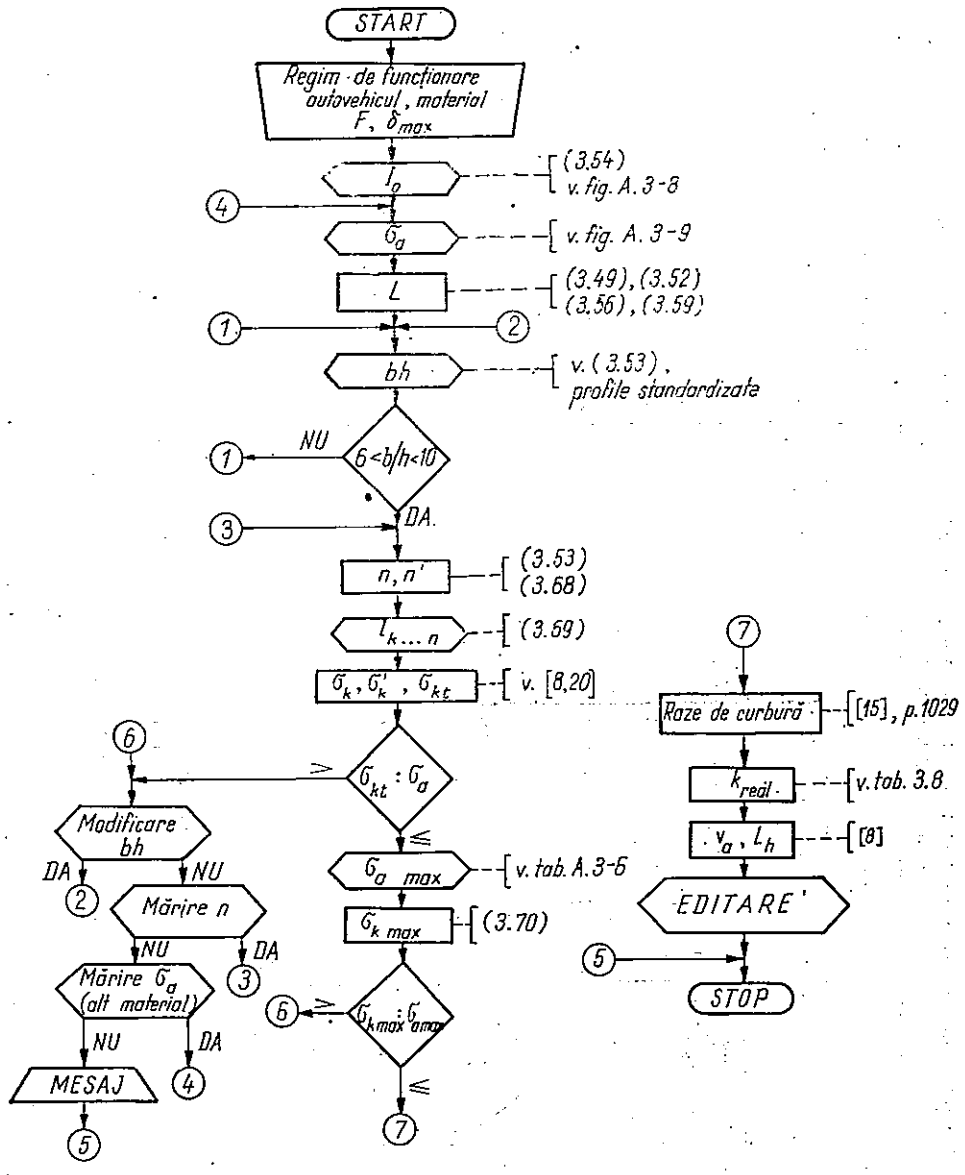


Fig. 3.31. Schema logică pentru calculul arcurilor multilamelare obișnuite, utilizate în suspensia autovehiculelor.

În cazul în care arcul se proiectează din lamele de aceeași grosime, numărul acestora se determină din relația

$$n = 12\, I_0/bh^3, \tag{3.67}$$

I_0 calculîndu-se din relația săgeții (v. tabelul 3.8). Arcurile multilamelare moderne au, de obicei, aceeași grosime pentru toate lamelele, determinată — în principal — de grosimea lamelei principale.

În cazul în care arcul se proiectează din cîteva grupuri de lamele — de grosimi diferite — se alege inițial numărul de lamele pentru primele grupuri de grosimi, iar pentru celelalte — ținînd seama de faptul că suma momentelor de inerție trebuie să fie egală cu I_0 — se utilizează relația

$$b(n_1h_1^3 + n_2h_2^3 + \ldots + n_mh_m^3)/12 = b\sum_1^m n_kh_k^3/12 = I_0, \tag{3.68}$$

în care m este numărul grupurilor de lamele de grosime diferită ($m \leqslant 3$).

La alegerea numărului total de lamele trebuie avut în vedere faptul că micșorarea numărului total al acestora contribuie la micșorarea însemnată a greutății arcului.

Alegerea corectă a lungimii fiecărei lamele presupune îndeplinirea condiției [20]:

$$(l_k - l_{k+1})/h_k^3 = (l_{k+1} - l_{k+2})/h_{k+1}^3 = \ldots = (l_{n-1} - l_n)/h_{n-1}^3. \tag{3.69}$$

Pentru alegerea practică a lungimii lamelelor se recomandă folosirea metodei grafice indicate în [8, 20].

Dacă arcul este format din lamele de aceeași grosime, atunci treptele de lungime trebuie să fie egale; lungimile lamelelor intermediare se determină cu ușurință după alegerea constructivă a lungimii ultimei lamele.

Eforturile unitare totale σ_{kt} se determină prin însumarea algebrică a eforturilor unitare de asamblare σ'_k și a eforturilor unitare σ_k datorate acțiunii sarcinii exterioare (v. [20]).

Eforturile unitare maxime $\sigma_{k\,max}$ datorate acțiunii sarcinii maxime de șoc F_{max} se pot determina cu relația [8]

$$\sigma_{k\,max} = K_d\sigma_{kt} \leqslant \sigma_{a\,max}, \tag{3.70}$$

în care: $\sigma_{a\,max}$ este efortul unitar maxim admisibil (v. tabelul A.3—6); $F_{max} = K_dG_s$; G_s — sarcina statică pe arc (greutatea suspendată a autovehiculului complet încărcat) $K_d \approx 1{,}4 \ldots 2{,}4$ [20], coeficient dinamic.

Întrucît materialul lamelelor de arc este solicitat la maxim, se recomandă efectuarea unui calcul de verificare a duratei de funcționare, care depinde de capacitatea de încărcare a materialului, de suprafața materialului care participă la preluarea sarcinilor, de frecvența vibrațiilor și de frecvența apariției acestora în timpul exploatării (v. [8]).

În fig. 3.32—3.36 se prezintă cîteva tipuri speciale de arcuri mutilamelare și unele exemple de utilizare a arcurilor multilamelare.

Forma capătului lamelei principale și sistemele de prindere, diferitele forme ale articulațiilor utilizate și ale bridelor (legăturilor de arc), forma posibilă a profilului laminat al oțelului, precum și exemplificarea utilizării garniturilor speciale — pentru înlăturarea sau diminuarea frecării — sînt prezentate în fig. 3.37—3.42.

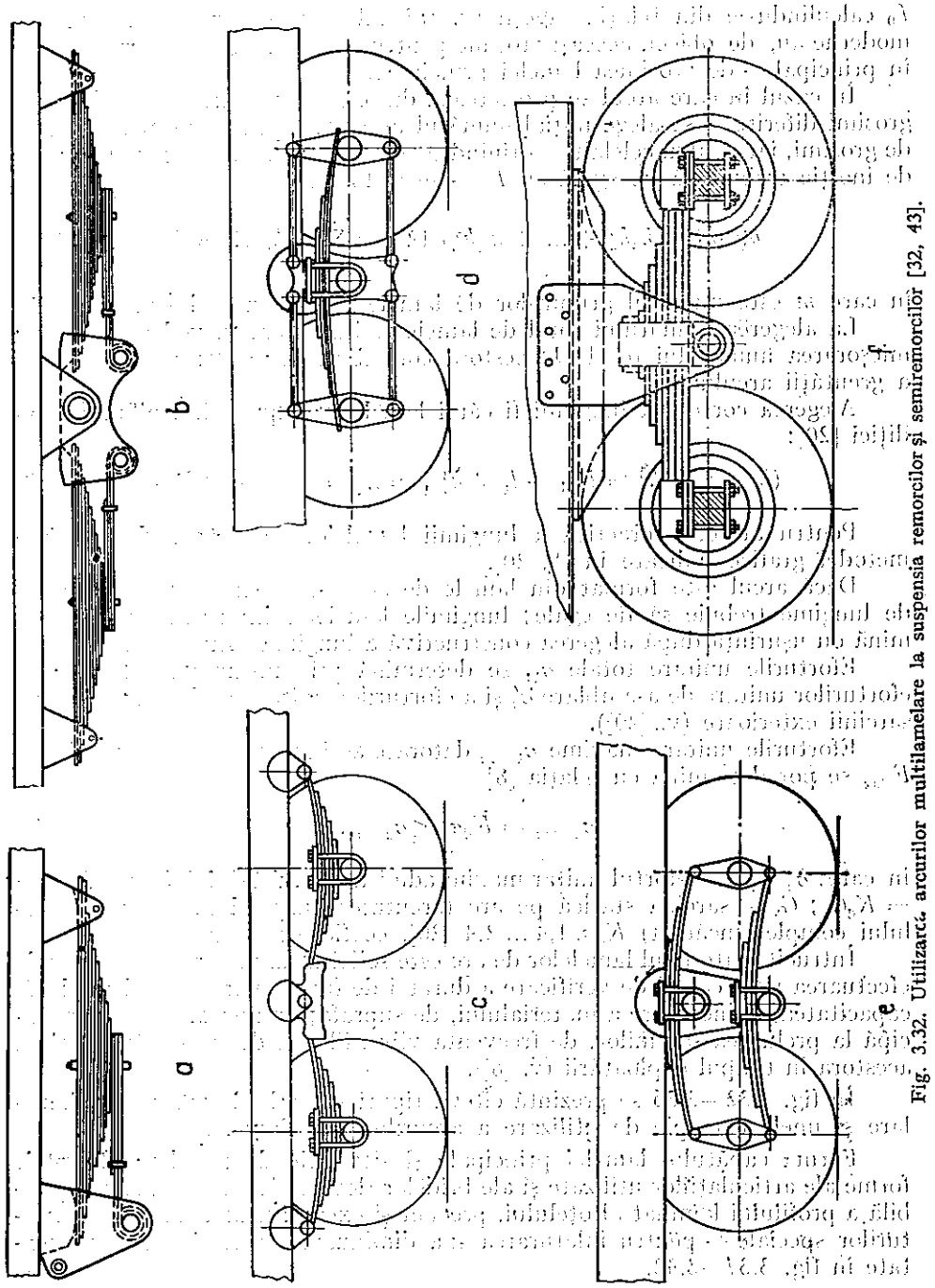


Fig. 3.32. Utilizarea arcurilor multilamelare la suspensia remorcilor și semiremorcilor [32, 43].

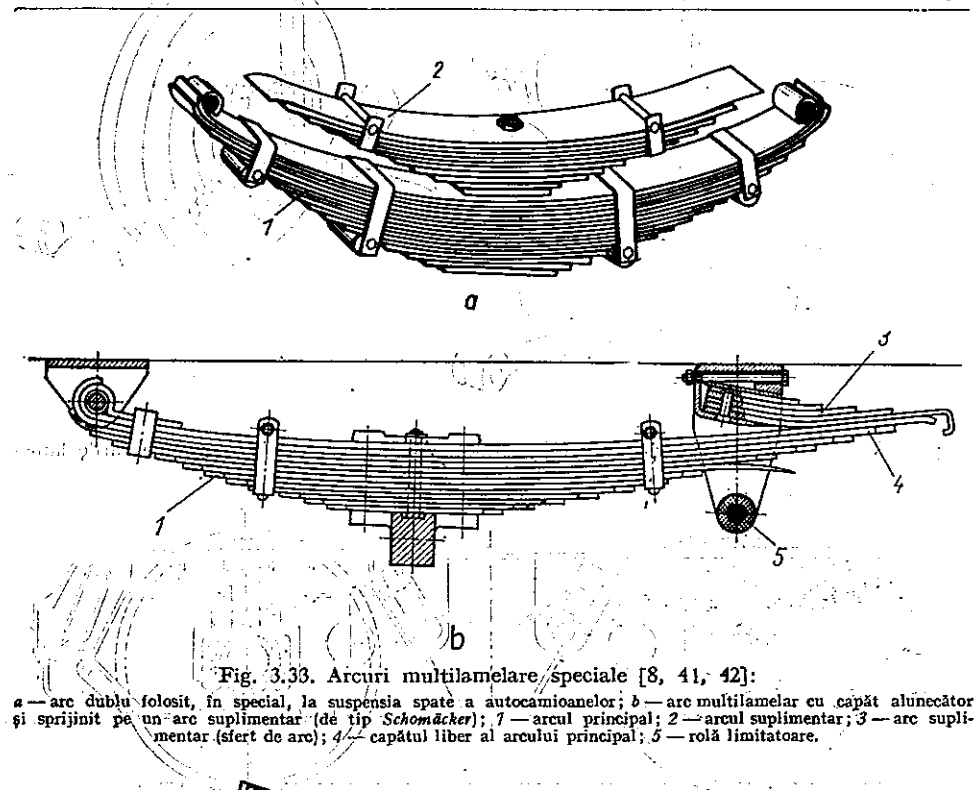


Fig. 3.33. Arcuri multilamelare speciale [8, 41, 42]:

a — arc dublu folosit, în special, la suspensia spate a autocamioanelor; *b* — arc multilamelar cu capăt alunecător și sprijinit pe un arc suplimentar (de tip *Schomäcker*); *1* — arcul principal; *2* — arcul suplimentar; *3* — arc suplimentar (sfert de arc); *4* — capătul liber al arcului principal; *5* — rolă limitatoare.

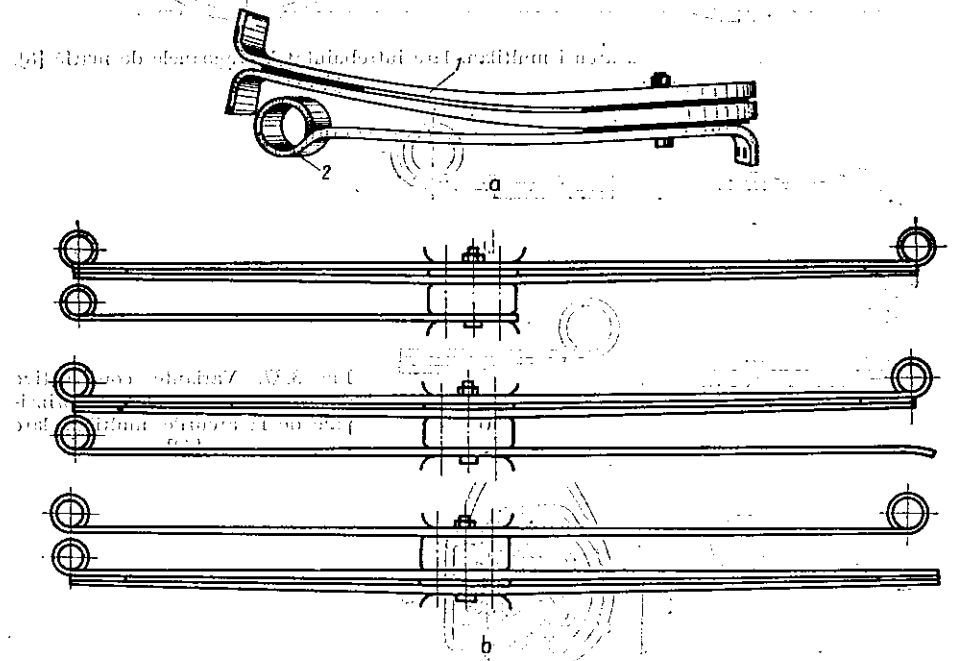


Fig. 3.34. Exemple de arcuri lamelare parabolice [8, 42]:

a — arcuri lamelare parabolice cu braț de fixare; *b* — arcuri lamelare, care preiau deformațiile prin șoc (la pornire sau frînare), printr-o jumătate de lamelă sau printr-o lamelă suplimentară; *1* — arcul parabolic; *2* — brațul de fixare, care preia și sarcinile orizontale.

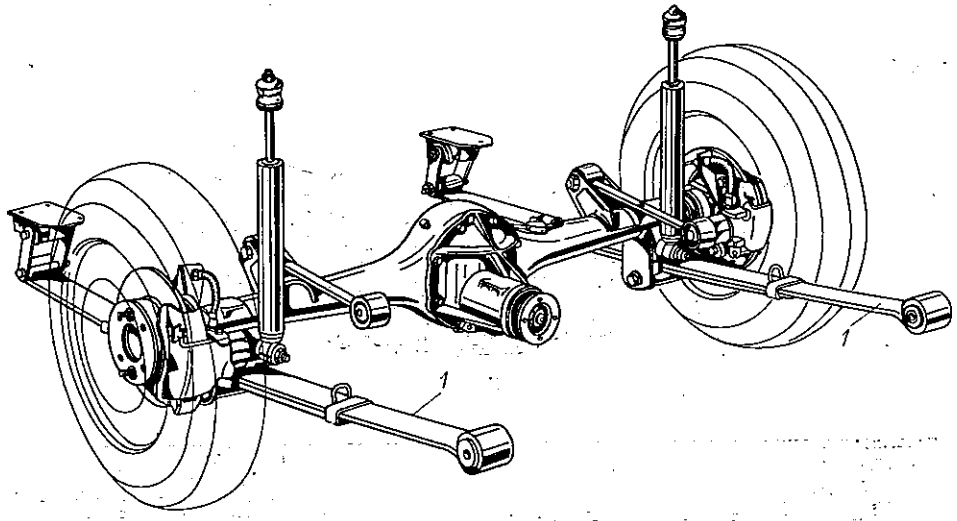


Fig. 3.35. Suspensia din spate a autoturismului FIAT-125, la care se folosesc arcurile lamelare 1 [22].

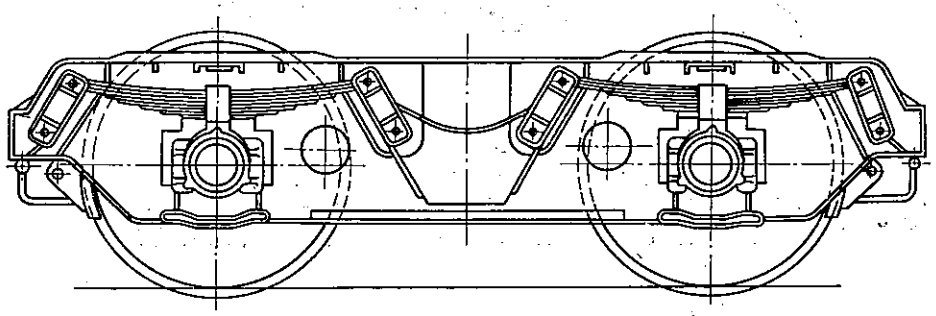


Fig. 3.36. Boghiu cu două osii cu arcuri multilamelare întrebuințat la vagoanele de marfă [8].

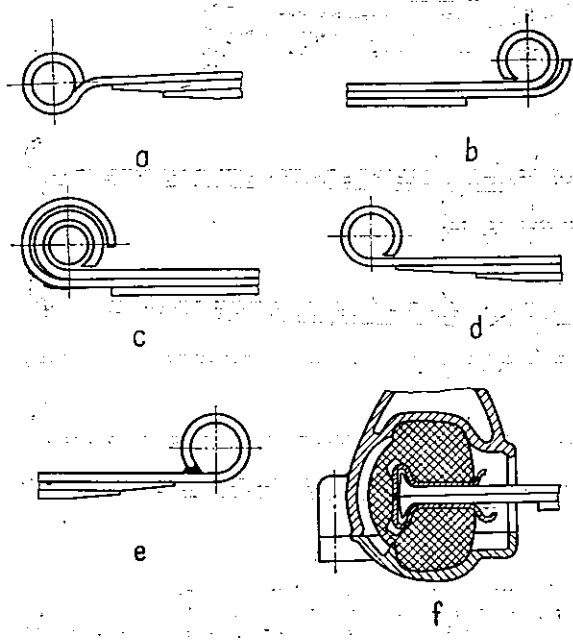


Fig. 3.37. Variante constructive ale formei capătului lamelei principale de la arcurile multilamelare [42].

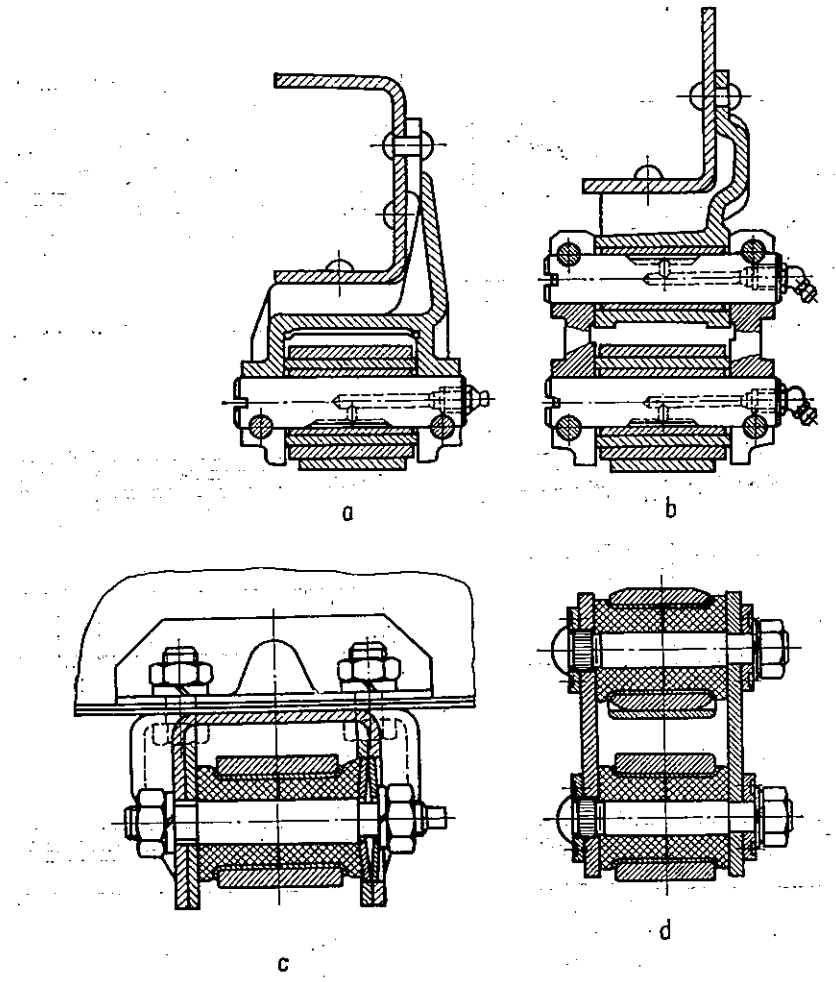


Fig. 3.38. Diferite forme constructive ale articulațiilor suspensiilor auto cu arcuri multilamelare [8]:
a, b — cu bucșe de bronz; *c, d* — bucșe din cauciuc.

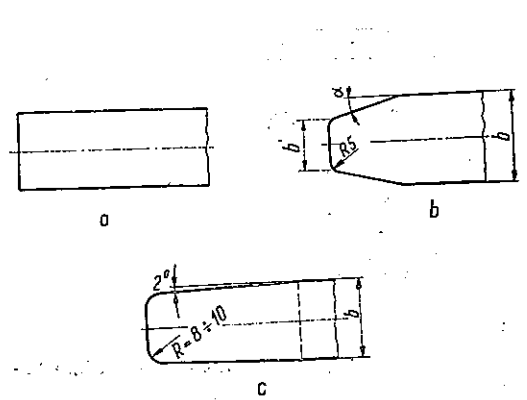


Fig. 3.39. Variantele posibile ale capătului lamelei de la arcurile multilamelare [8, 42].

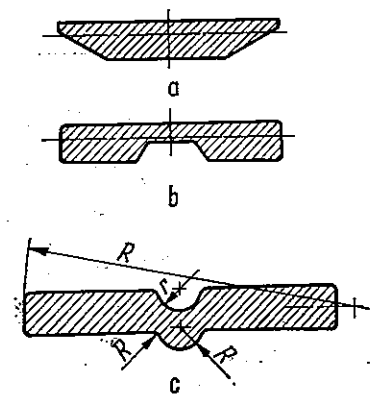


Fig. 3.40. Formele posibile ale profilului laminat al oțelului întrebuințat la arcurile multilamelare [9, 42]: (varianta cu canelură—fig. 3.40, c-este folosită de majoritatea firmelor).

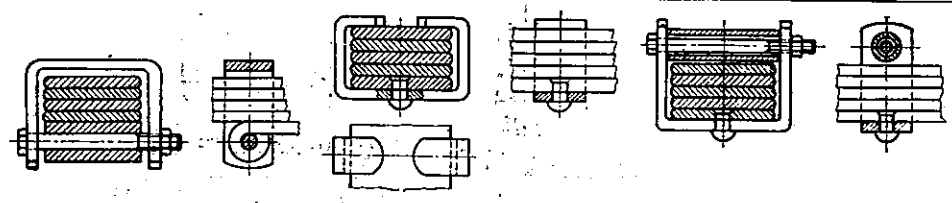


Fig. 3.41. Variante constructive ale bridelor de arc întrebuințate la arcurile multilamelare [42].

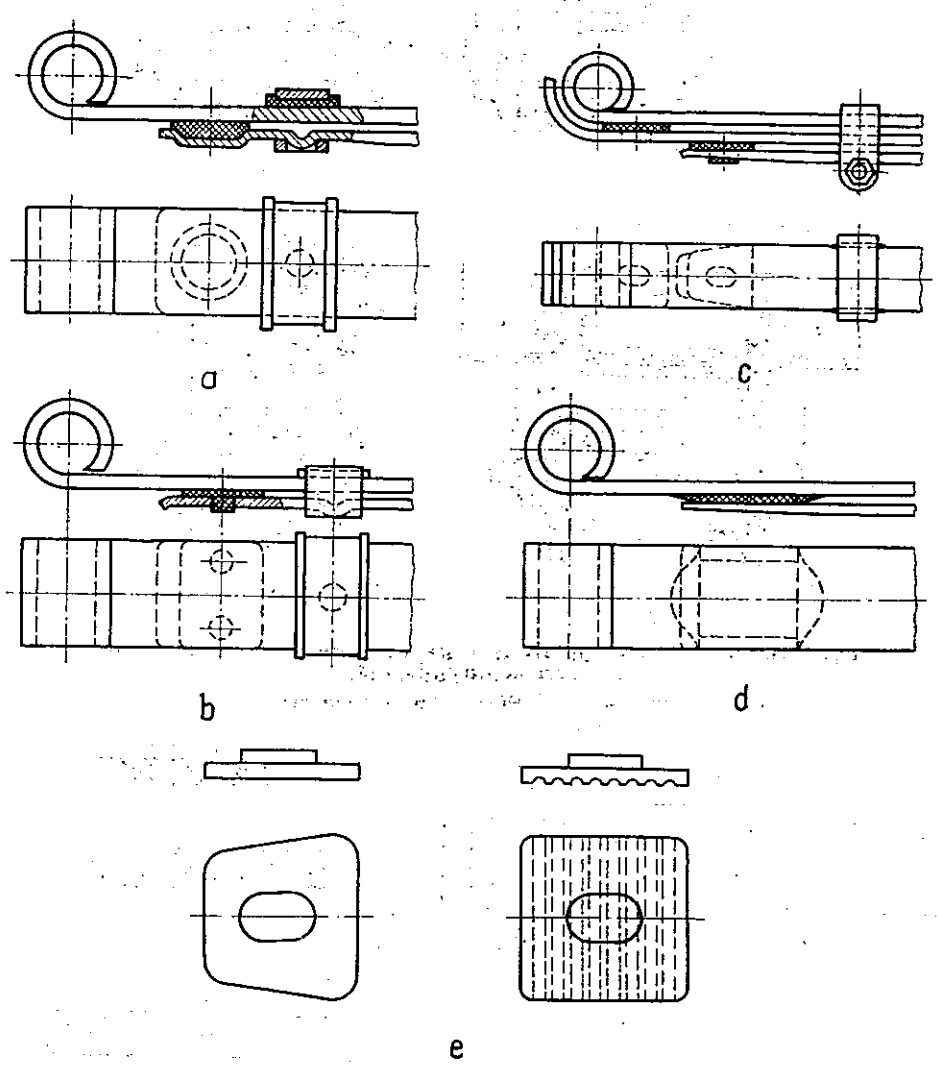


Fig. 3.42. Garnituri intermediare din material plastic întrebuințate la arcurile multilamelare pentru înlăturarea frecării nemijlocite dintre lamele [42]:

a, b, d — pentru arcuri ușoare; *c* — pentru arcuri grele; *e* — forma garniturii, care depinde de forma capătului lamelei, garnitura zimțată folosindu-se pentru mărirea capacității de aderență.

3.5. Arcuri din cauciuc

Arcurile din cauciuc — care au unele proprietăți superioare arcurilor metalice — se utilizează la suspensia vehiculelor (ca element principal sau auxiliar), la amortizarea șocurilor și vibrațiilor etc. [7, 8, 9, 14, 17, 21].

Proprietățile cauciucului sînt influențate sensibil de mediul ambiant (temperatură, radiații, umiditate, agenți chimici etc.); sub acțiunea acestuia cauciucul își alterează proprietățile sale *(îmbătrînește)* [8, 14 etc.]. Cunoașterea proprietăților cauciucului este deosebit de importantă pentru utilizarea corespunzătoare a acestuia; din această cauză, la proiectarea arcurilor din cauciuc se recomandă studiul literaturii de specialitate [7, 8, 14, 21, 34, 39, 40, 44].

Dimensionarea unor astfel de elemente este o problemă deosebit de complexă, ca urmare a necunoașterii — cu precizie — a proprietăților cauciucului. În tabelul 3.9 sînt prezentate relațiile pentru calculul de dimensionare al principalelor tipuri de arcuri simple din cauciuc; relațiile respective sînt valabile numai în domeniul liniar al caracteristicii elastice, adică numai în cazul deformațiilor mici. Asupra mărimii rezistenței admisibile influențează considerabil calitatea cauciucului și tipul armăturii metalice.

Întrebuințarea cu succes a cauciucului în construcția arcurilor depinde nemijlocit de proiectarea corectă a acestora și de alegerea unor astfel de eforturi încît să nu apară suprasolicitări, încălziri și deformații remanente mari *). Deformarea normală a elementului din cauciuc — sub acțiunea sarcinii exterioare — este posibilă dacă se asigură variația liberă a formei acestuia, deoarece cauciucul este practic incompresibil.

Utilizarea elementului elastic din cauciuc ca suspensie propriu-zisă este exemplificată în fig. 3.43 și 3.44.

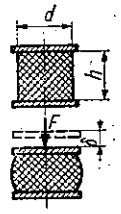
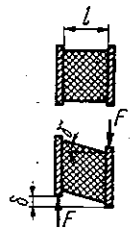
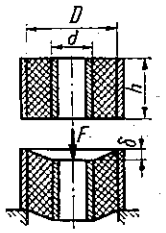
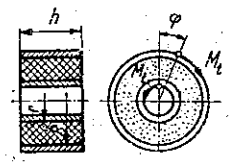
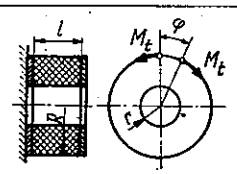
Arcurile cave din cauciuc (fig. 3.45—3.48 și tabelele 3.10—3.12) se folosesc în suspensia vehiculelor ca element elastic suplimentar — corector de rigiditate (fig. 3.49)—ca element elastic principal (suspensie unică) sau ca tampon-amortizor de șocuri (fig. 3.50).

Comparativ cu arcurile metalice, arcurile cave din cauciuc nu necesită întreținere în exploatare, au capacitate mare de a disipa energia, pot fi proiectate cu caracteristică neliniară, sînt ușor de montat, au rezilință mare și histerezis mic [8].

*) Amănunte v. în [8, 14, 21 etc.]

Tabelul 3.9

Relațiile pentru calculul de dimensionare a principalelor tipuri de arcuri din cauciuc [9, 11, 14, 21]

Tipul arcului și schema de solicitare	Relațiile de calcul. Recomandări
Arc cilindric solicitat la compresiune 	$\sigma = 4F/\pi d^2 = \delta E_c/h \leqslant \sigma_a;$ $\delta = 4Fh/\pi d^2 E_c; \quad E_c = \psi G;$ $k = F/\delta = \pi d^2 E_c/4h$ ψ — din fig. A.3—11; $\psi_f = d/4h$, pentru arcurile cilindrice (pentru alte forme, v. [8, 14, 21]); G - din fig. A. 3—12 *Domeniul de valabilitate:* $\delta = 0{,}2\ h$
Arc solicitat la forfecare 	$\tau = F/S \leqslant \tau_a; \quad \gamma = G/\tau;$ $\delta = l\,\mathrm{tg}(\tau/G)$ $k = F/l\ \mathrm{tg}\ (\tau/G) = SG/l$ *Domeniul de valabilitate:* $\delta = 0{,}35\ l$
Arc - bucșă solicitat la forfecare 	$\tau_{max} = F/\pi dh \leqslant \tau_a;$ $\delta = F\ \ln\ (D/d)/2\pi hG;$ $k = 2\pi hG/\ln(D/d)$ *Domeniul de valabilitate:* $\delta = 0{,}35(R - r)$
Arc - bucșă solicitat la torsiune 	$\tau_{max} = M_t/2\pi r^2 h \leqslant \tau_a;$ $\varphi = M_t(1/r^2 - 1/R^2)/4\pi hG;$ $k' = 4\pi hG/(1/r^2 - 1/R^2)$ *Domeniul de valabilitate:* $\varphi = 40°$
	$\tau_{max} = \varphi RG/l \leqslant \tau_a;$ $\varphi = 2\,M_t l/\pi G(R^4 - r^4);$ $k' = \pi G(R^4 - r^4)/2l.$ *Domeniul de valabilitate:* $\varphi = 20°$.

σ_a și τ_a, din tabelul A. 3—7

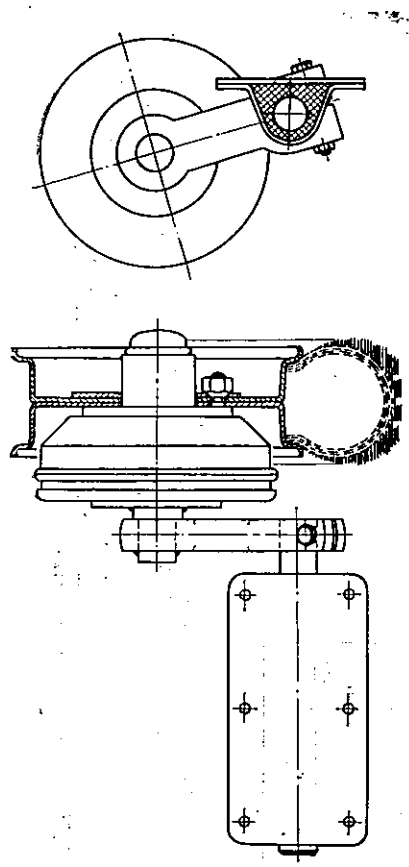


Fig. 3.43. Suspensia din cauciuc — *Flexitor* — utilizată la diferite tipuri de remorci speciale [33]; arcul din cauciuc este solicitat la torsiune.

Fig. 3.44. Utilizarea arcurilor din cauciuc la suspensia elastică a roților de tramvai [9, 14]

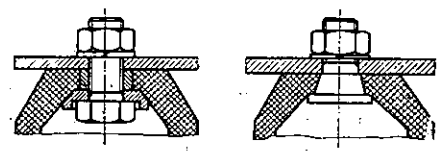


Fig. 3.46. Exemple de fixare a arcurilor cave din cauciuc [8].

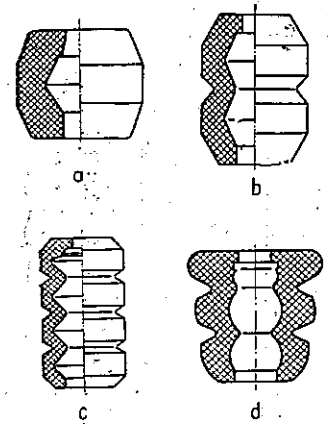


Fig. 3.45. Arcuri cave din cauciuc [8, 34, 39]:
a — forma standard; *b* — arcul cu două secțiuni; *c* — arcul cu mai multe secțiuni; *d* — arc cav sub formă de pagodă, care se utilizează, în special, cînd sînt necesare constante elastice inițiale foarte mici.

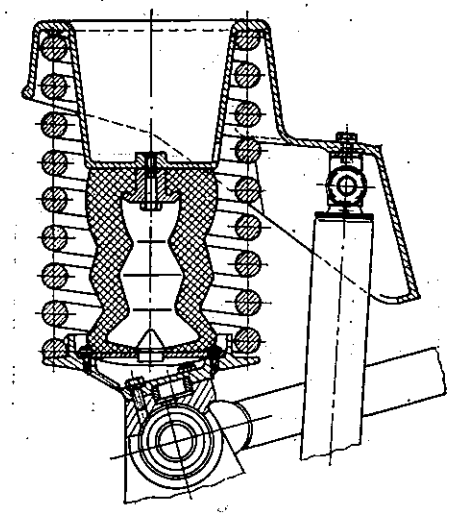


Fig. 3.49. Suspensia față de la autobuzul MAN-535, în care se utilizează arcul cav din cauciuc ca element elastic suplimentar [8].

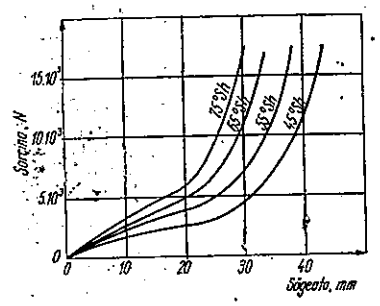


Fig. 3.47. Influența compozițiilor din cauciuc, cu duritate Shore diferită, asupra caracteristicii elastice a arcurilor cave [8].

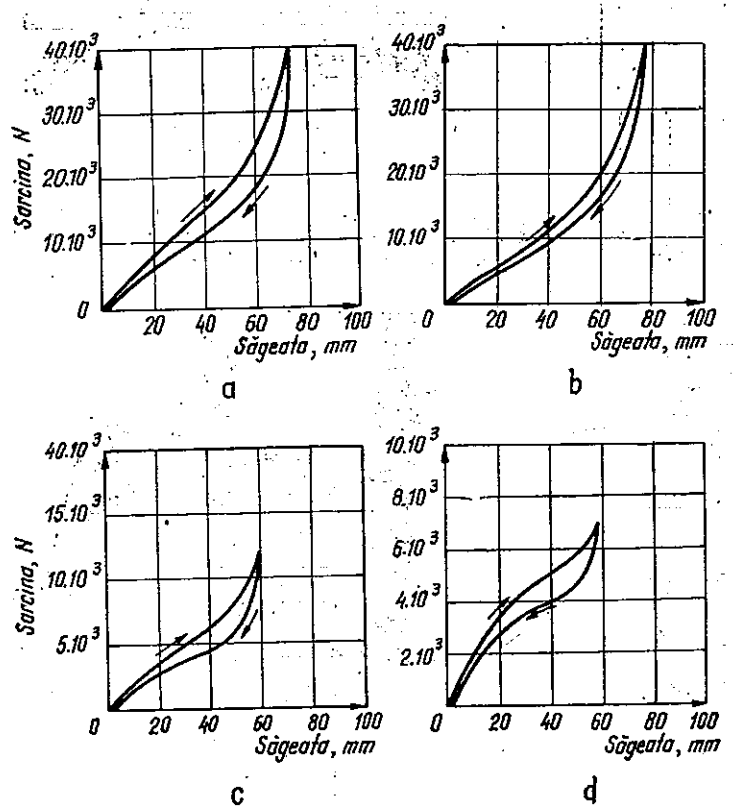


Fig. 3.48. Caracteristicile elastice ale unor arcuri cave din cauciuc, produse de firma *Bategu* [34].

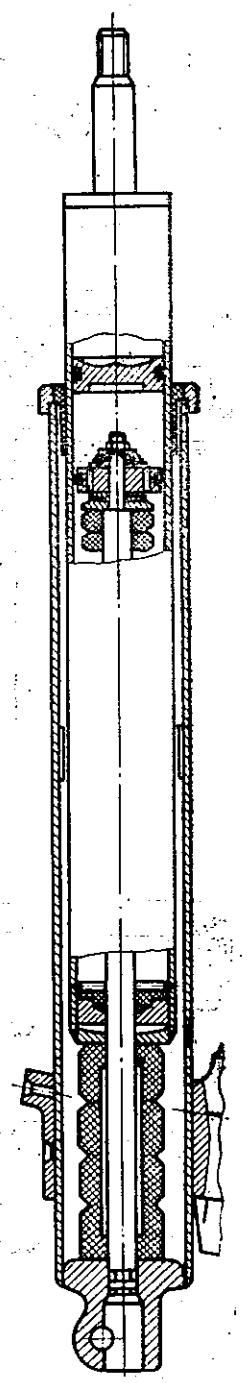
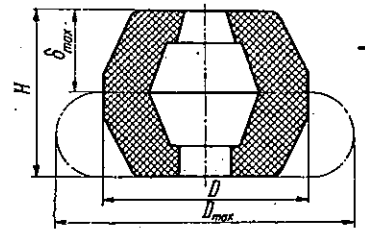


Fig. 3.50. Exemplu de utilizare a arcurilor cave din cauciuc ca tampon limitator la amortizoarele hidraulice [22].

Tabelul 3.10

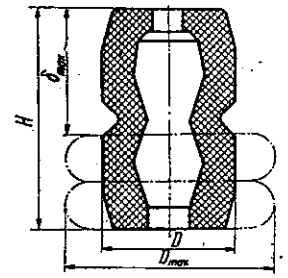
Dimensiunile principale ale arcului cav, standard [34]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm				F_{max}, daN
	D	D_{max}	H	δ_{max}	
93/65	65	96	93	33	300
70/85	85	104	70	33	400
60/75	75	92	60	28	500
55/68	68	80	55	30	250
55/40	40	50	55	6	30
25/34	34	40	25	8	40
18/23	23	27	18	6	10

Tabelul 3.11

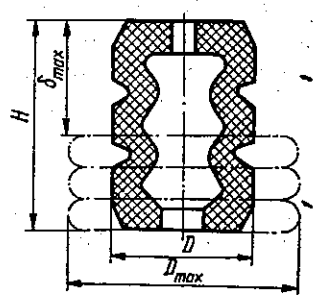
Dimensiunile principale ale arcurilor cave, cu două secțiuni [34]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm				F_{max}, daN
	D	D_{max}	H	δ_{max}	
E 140/130	130	177	143	77	3 500
E 132/110	110	151	132	76	2 500
E 130/100	100	140	130	78	2 000
E 125/ 92	92	122	125	66	800
E 100/120	120	165	100	52	3 000
E 96/ 96	96	125	96	50	1 400
E 96/ 86	86	110	96	52	1 000
E 95/ 75	75	95	96	45	500
E 93/ 66	65	82	94	35	400

Tabelul 3.12

Dimensiunile principale ale arcurilor cave, cu trei secțiuni [34]



Tipodimensiunea	Dimensiunile, mm				F_{max}, daN
	D	D_{max}	H	δ_{max}	
ME 235/155	135	178	236	116	1 800
ME 180/110	110	150	180	94	2 000
ME 160/110	110	152	160	80	2 000
ME 150/ 85	85	112	150	65	800
ME 120/ 66	66	91	120	71	650
ME 110/ 56	56	73	110	55	350
ME 80/ 60	60	86	80	45	250

3.6. Reazeme elastice vibroizolatoare

Reazemele elastice sînt elemente portante, din cauciuc, cu armături metalice, care servesc la fixarea unor subansamble, agregate, mașini etc.; îndeplinesc și rolul de izolare a vibrațiilor.

Din punctul de vedere al modului de izolare a vibrațiilor, reazemele elastice pot fi:

— reazeme elastice active, care împiedică transmiterea vibrațiilor de la sursa perturbatoare la mediul înconjurător;

— reazeme elastice pasive, care împiedică transmiterea vibrațiilor de la mediul înconjurător spre mașina (structura) izolată;

— reazeme elastice combinate, care îndeplinesc ambele roluri.

Eficiența unui reazem elastic se apreciază — calitativ și cantitativ — prin: factorul de amplificare A_1, transmisibilitatea T și gradul de izolare i.

Factorul de amplificare se determină prin raportul

$$A_1 = a/\delta_0, \tag{3.71}$$

δ_0 fiind deformația maximă, iar a — amplitudinea mișcării vibratorii a corpului rezemat elastic.

Transmisibilitatea — mărime adimensională — este caracterizată prin raportul dintre forța transmisă F_r — după elementul elastic — bazei și forța perturbatoare maximă F_0:

$$T = F_r/F_0. \tag{3.72}$$

Gradul de izolare indică cît la sută din forța perturbatoare maximă nu se transmite bazei (după reazemul elastic):

$$i = [(|F_0| - |F_r|)/|F_0|] \cdot 100 \ [\%]. \tag{3.73}$$

3.6.1. *Elemente de calcul și proiectare*

Alegerea unui reazem elastic optim din punctul de vedere al vibroizolării se efectuează în funcție de sarcina statică care-l solicită m_s, frecvența proprie $f_0 = \sqrt{g/\delta_s}/2\pi$ și frecvența perturbatoare f_e [5, 15].

Pentru realizarea unui grad de izolare al vibrațiilor de 70 % *) este necesar ca frecvența perturbatoare f_e să fie de două ori mai mare decît frecvența proprie f_0 a reazemului [5, 15].

Cunoscînd — ca dată de proiectare — frecvența forței perturbatoare, se poate stabili frecvența proprie f_0 necesară reazemului elastic [5, 15]. Tipul de reazem adecvat se stabilește în funcție de caracteristicile utilajului sau mașinii ce urmează a fi fixate [5, 15, 21 etc.]. În continuare, se calculează deformația statică — necesară obținerii unei anumite frecvențe proprii a reazemului — cu relația [5]

$$\delta_s = 1\,135/f_e^{2[\mathrm{Hz}]} \ [\mathrm{mm}]. \tag{3.74}$$

Cu ajutorul acestei mărimi se stabilesc — din cataloagele firmelor specializate [34, 35, 38, 39, 40, 44] — tipodimensiunea și încărcarea statică necesară m_n. Cunoscînd sarcina statică totală a mașinii m_s se determină numărul necesar de reazeme elastice:

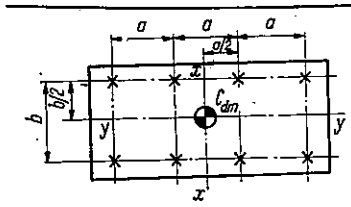
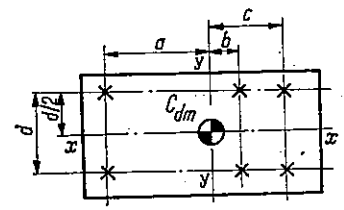
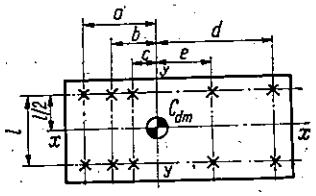
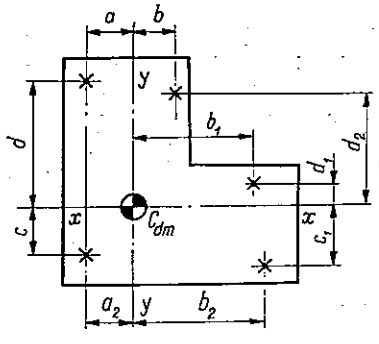
$$z_n = m_s/m_n. \tag{3.75}$$

*) Transmisibilitate 0,3.

În tabelul 3.13 este prezentat modul de dispunere a reazemelor elastice — în raport cu centrul de masă C_{dm} al mașinii ce urmează a fi fixată — în vederea realizării unor încărcări uniforme.

Tabelul 3.13

Modalitățile de dispunere a reazemelor elastice

Schema dispunerii reazemelor	Condițiile de legătură între coordonate
	—
	$a = b + c$ (3.76)
	$a + b + c = d + e$ (3.77)
	$a + a_2 = b + b_1 + b_2$ $c + c_1 = d + d_1 + d_2$ (3.78)

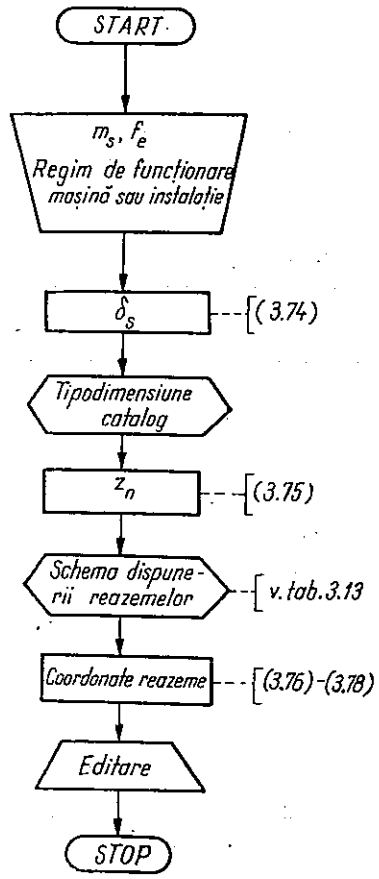


Fig. 3.51. Schema logică pentru alegerea reazemului elastic optim.

În cazul reazemelor rectangulare, încărcarea statică necesară m_n se poate calcula — pentru solicitarea de compresiune — cu relația [15]

$$m_{nc} = EA_c\delta_s/(h - \delta_s)g \quad [\text{kg}], \qquad (3.79)$$

g fiind accelerația gravitațională, în m/s²; pentru solicitarea de forfecare [15]

$$m_{nf} = GA_f\delta_s/gt \quad [\text{kg}]. \qquad (3.80)$$

Modulul de elasticitate la compresiune se poate considera, cu o bună aproximație, $E = 3G$.

În fig. 3.51 este prezentată schema logică de calcul necesară alegerii unui reazem elastic optim.

3.6.2. *Elemente constructive*

Reazemele elastice active se utilizează la fixarea — pe o bază imobilă — a unor mașini și agregate care, în funcționare, generează forțe și momente perturbatoare; se folosesc, de asemenea, pentru micșorarea transmisibilității vibrațiilor la structurile sau construcțiile adiacente.

În construcția de mașini este necesară rezemarea elastică activă a motoarelor electrice, a mașinilor cu elemente în mișcare de translație, alternantă (motoare cu combustie internă, staționare, compresoare, pompe de vid), a agregatelor ce conțin lagăre cu rulmenți, angrenaje sau came (mașini-unelte universale), a ventilatoarelor, pompelor etc.

În cazul în care motorul electric se fixează separat de instalația (mașina) pe care trebuie să o acționeze — prinderea rigidă de fundație fiind exclusă (imposibilă) — se recomandă utilizarea unor reazeme elastice de joasă frecvență. Deoarece amplitudinile vibrațiilor motorului sînt mari, iar distanțele dintre punctele de fixare — reduse, se recomandă fixarea rigidă a motorului pe o placă metalică, a cărei greutate trebuie să fie cel puțin egală cu greutatea motorului, și montarea plăcii respective pe reazeme elastice.

Similar, la grupurile formate din motoare electrice și compresoare, pompe sau ventilatoare este necesară fixarea motorului și agregatului respectiv pe o structură metalică rigidă, montată — la rîndul ei — pe reazeme elastice.

Unde este posibil, structura metalică poate fi înlocuită prin plăci metalice sau plăci din beton (cu grosimea de cca. 15 cm), de dimensiuni convenabile și cu o masă cel puțin egală cu masa grupului. Se pot utiliza reazeme elastice solicitate la forfecare și compresiune cu frecvențe proprii pînă la 25 Hz.

În fig. 3.52, 3.53 și tabelele 3.14 și 3.15 sînt prezentate astfel de reazeme, precum și dimensiunile caracteristice pentru unele dintre aceste reazeme.

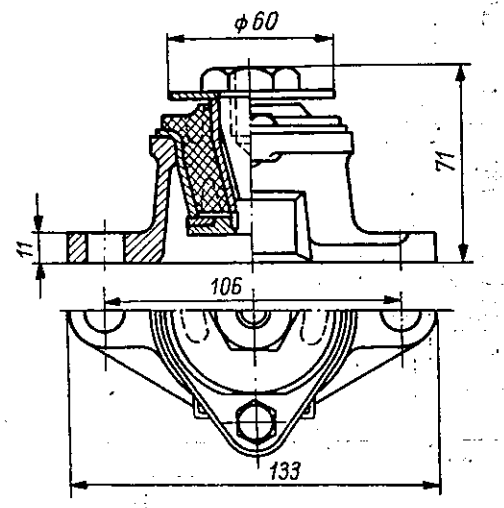


Fig. 3.52. Reazem elastic activ utilizat la fixarea compresoarelor și/sau pompelor de dimensiuni mari; poate prelua încărcări statice de pînă la 270 kg, la o săgeată statică de 4,6 mm; frecvențele proprii sînt cuprinse între 7,5 și 15,8 Hz[38].

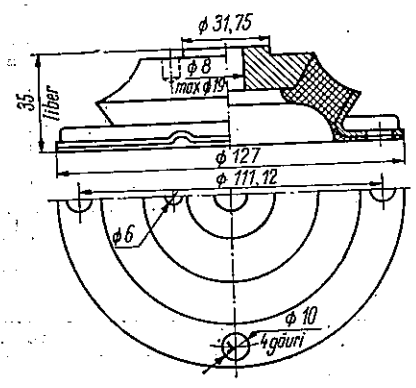
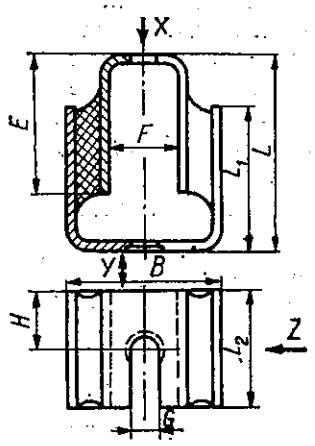


Fig. 3.53. Reazem elastic activ cu rigiditate constantă în toate direcțiile; poate prelua încărcări statice de 0,5—200 kg, la deformații statice de 1—8,9 mm; frecvențele proprii sînt cuprinse între 5,3 și 15,8 Hz [38].

Tabelul 3.14

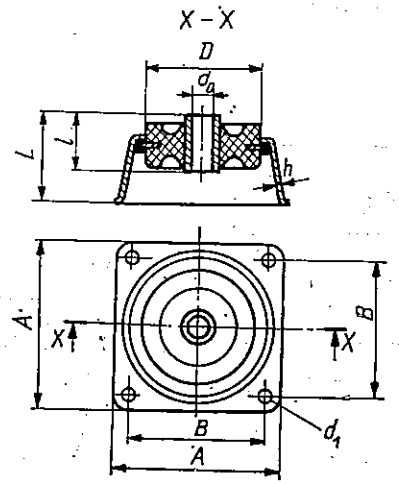
Caracteristicile și dimensiunile principale ale reazemelor Metalastik, utilizate pentru fixarea motoarelor electrice, compresoare, pompe etc. [38]



Seria	Dimensiunile, mm								Sarcina statică, kg	δ_s, mm
	L	L_1	L_2	B	E	F	G	H		
17/440	43	27	19	60	25	19	6,7	10,5	15	6
17/356	62	43	25	70	38	25	10	12,5	25	7
17/355	78	56	51	80	51	32	13,5	25	80	6
17/354	108	82	64	86	76	38	16,5	32	200	7

Tabelul 3.15

Caracteristicile și dimensiunile principale ale unor reazeme Metalastik (v. și fig. 3.57) [38]



Seria	Dimensiunile, mm													Sarcina statică, kg	δ_s, mm
	D	d_0	d_1	d_2	L	L_1	l	h	h_1	A	B	A_1	B_1		
Mică	25,4	4,2	3,6	3,6	19,8	10,3	6,7	0,6	0,8	42,9	34,9	31,75	25,4	1,81	1,6
Medie	38,1	6,5	5,0	4,2	28,6	15,9	8,9	0,8	1,3	60,3	49,2	44,5	34,9	8,2	2,5
Mare	50,8	9,9	6,5	5	39,7	25,4	13,5	0,94	1,5	76	63,5	57,2	44,5	40	3,0

În general, sub acțiunea forțelor și momentelor pertubatoare, motorul cu ardere internă are — în raport cu o bază imobilă — cinci grade de mobilitate, singura mișcare — teoretic exclusă — fiind deplasarea pe direcția axei arborelui motor. Cele cinci moduri de vibrații sînt cuplate, reazemele elastice — utilizate la fixarea motorului (grupului moto) — trebuind să aibă rigidități diferite pe direcție verticală și după alte două direcții ortogonale, conținute într-un plan orizontal.

Practic, în cazul motoarelor staționare, decuplarea modurilor de vibrații este imposibil de realizat prin construcții raționale.

Deoarece, pe direcția axei cilindrilor amplitudinile vibrațiilor sînt maxime, este necesar ca pe această direcție reazemele elastice să realizeze o săgeată statică mare, iar pe direcții transversale deformații mici.

Frecvența proprie necesară la un reazem elastic - utilizat la fixarea unui motor staționar cu ardere internă (grup moto) — se stabilește în funcție de turația motorului; astfel, se recomandă ca frecvența proprie f_0 a reazemului

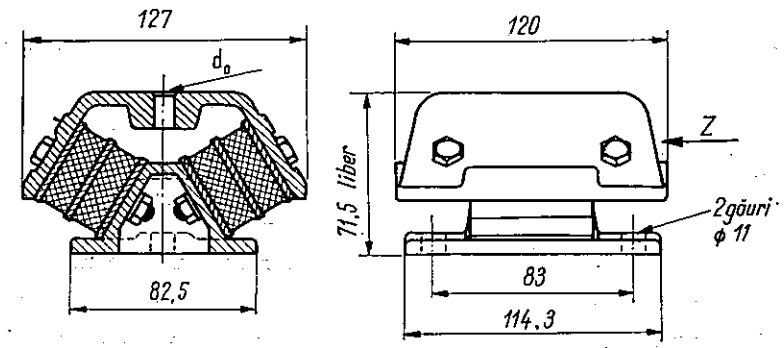


Fig. 3.54. Reazem elastic activ utilizat la fixarea motoarelor cu ardere internă staționare sau de tracțiune feroviară; poate prelua încărcări statice de 25—1 700 kg la o deformație de 5,8—12,6 mm; frecvențele proprii sînt de 6,54 Hz la 5,8 mm și 4,45 Hz la 12,6 mm [38]. Se recomandă ca axa Z să fie paralelă cu axa arborelui motor.

să fie de $\sqrt{2}$ ori mai mică decît frecvența turației la mers în gol și de cel puțin două ori mai mică decît cea mai scăzută turație de funcționare continuă.

În fig. 3.54 este reprezentat un reazem elastic cu rigiditate variabilă și trei grade de mobilitate; acest tip de reazem elastic are proprietatea de a amortiza și vibrații de joasă frecvență, putîndu-se utiliza și la fixarea mașinilor care funcționează cu șoc (prese grele), precum și la fixarea ventilatoarelor și pompelor de mari dimensiuni, polizoarelor etc.

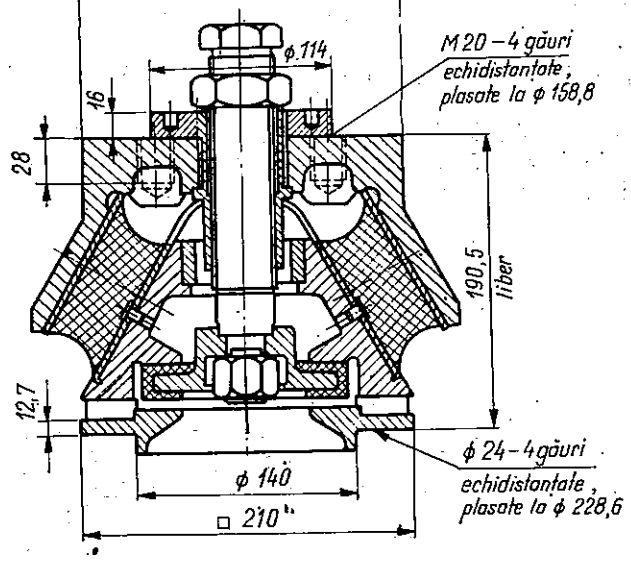


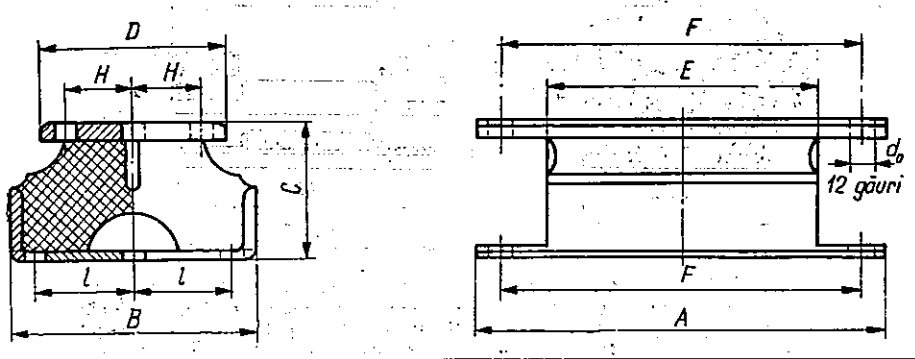
Fig. 3.55. Reazem elastic activ utilizat la fixarea motoarelor diesel de mare putere de tracțiune feroviară; poate prelua încărcări, la tipodimensiunea maximă, de 508—720 kg; frecvențele proprii realizate sînt de 3,75 Hz la 17,8 mm și 15,8 Hz la 1 mm [38].

În fig. 3.55 și tabelul 3.16 sînt reprezentate două tipuri de reazeme elastice, utilizate la fixarea motoarelor diesel de mare putere (de tracțiune feroviară și navale).

Pentru agregatele rotative care conțin lagăre cu rulmenți, roți dințate, came (mașinile-unelte universale), fixarea elas-

Tabelul 3.16

Dimensiunile principale ale reazemelor elastice, utilizate la fixarea motoarelor diesel, de mare putere [38] *)



Sarcina, kg	Dimensiunile, mm								
	A	B	C	D	E	F	d_0	H	l
60—500	200	203,2	109,5	152,4	85,7	168,27	16,7	57,15	84,14
125—1 400	266,7	203,2	109,5	152,4	152,4	235	16,7	57,15	84,14
200—2 750	330,2	203,2	109,5	152,4	215,9	289,5	16,7	57,15	84,14

*) Reazemul funcționează la compresiune, putînd prelua și șocuri de intensitate medie; realizează frecvențe proprii între 4,07 Hz — la o deformație de 15 mm și 12,9 Hz — la 1,5 mm.

tică se obține utilizînd unul din reazemele prezentate (v. fig. 3.52—3.54 și tabelul 3.14).

În fig. 3.56, *a* se dă un exemplu de dispunere, pe pardoseală, a preselor cu excentric și a mașinilor de frezat [35]. Reazemul elastic utilizat permite o reglare a nivelului mașinii, în raport cu pardoseala, prin intermediul șurubului de reglaj, 2.

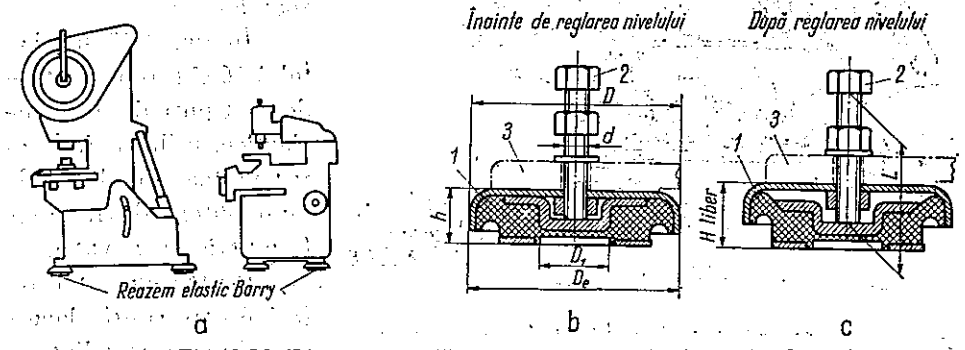


Fig. 3.56. Exemple de utilizare a reazemelor elastice active [35]:

a — rezemarea elastică pe pardoseală a preselor cu excentric și mașinilor de frezat; *b* — reazem elastic *Barry*; înainte de reglarea nivelului; *c* — după reglare; *1* — reazem elastic; *2* — șurub de reglaj; *3* — batiul mașinii; reazemul poate prelua încărcări statice de 35—110 kg, pentru cea mai mică tipodimensiune și de 1 600—9 000 kg pentru cea mai mare tipodimensiune.

În tabelul 6.17 sînt date principalele dimensiuni de gabarit ale cîtorva tipodimensiuni, corespunzătoare reazemului din fig. 3.56, *b* și *c*.

Tabelul 3.17

Dimensiunile principale ale reazemelor Effbe-Barrymount LM (v. fig. 3.56) [35]

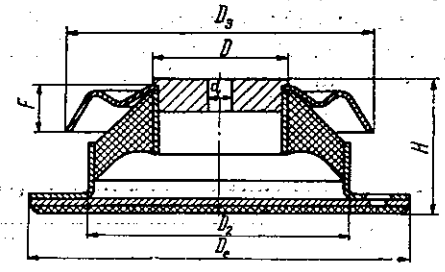
Dimensiunile, mm					Șurubul d
D	D_1	D_2	H_{liber}	L	
40	11	27	15	30	M 5
80	37	57	30	80	M10
160	52	114	41	120	M16 (M12)
228	80	197	60	180	M24
315	90	270	70	200	M30

Reazemele elastice pasive sînt utilizate la fixarea mașinilor și instalațiilor de precizie, a căror funcționare necesită eliminarea influenței vibrațiilor mediului înconjurător (mașinile-unelte de precizie, instalațiile și aparatura de măsură și control etc.).

În cazul mașinilor-unelte a căror construcție nu necesită o fundație specială de beton se pot utiliza — pentru fixare — elemente elastice ca cele din tabelul 3.18. Mașina-unealtă poate fi dispusă — prin intermediul reazemelor elastice — direct pe pardoseală (v. tabelul 3.18).

Tabelul 3.18

Dimensiunile principale ale reazemelor Metalastik, pentru fixarea — fără șuruburi — a mașinilor-unelte [38] *)



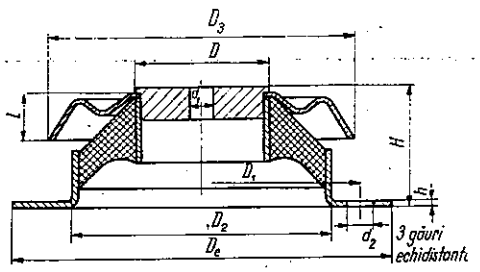
Dimensiunile, mm								Sarcina statică, kg	Deformația, mm	Frecvența perturbatoare minimă, Hz
D_e	D	D_2	D_3	H	F	d_1 de trecere	d_1 filetată			
152,4	38,1	95,3	116,7	65,1	23,8	9,0	M10	13,5— 70	1,5—7,0	12—34
177,8	63,5	120,7	142,9	65,1	23,8	11,6	M12	13,5—110	0,8—7,5	12—34

*) Frecvențele proprii sînt cuprinse între 5,3...15,8 Hz

În tabelul 3.19 sînt centralizate dimensiunile principale ale aceluiași tip de reazem, care necesită — însă — fixarea de fundație.

Tabelul 3.19

Dimensiunile principale ale reazemelor Metalastik, pentru fixarea — cu șuruburi — a mașinilor unelte [38]

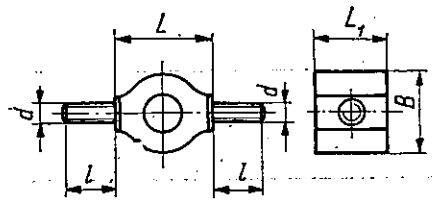


Dimensiunile, mm											Sarcina statică, kg	Deformația, mm	Frecvența perturbatoare minimă, Hz
D_e	D	D_1	D_2	D_3	d_2	H	l	h	d_1 de trecere	d_1 filetată			
152,4	38,1	123,8	95,3	116,7	11,9	58,7	23,8	2,6	9,0	M10	20—140	0,8—7,0	12,5—34,0
177,8	63,5	152,4	120,7	142,9	13,5	58,7	23,8	3,3	11,0	M12	25—180	0,75—5,8	14,0—34,0

Fixarea și vibroizolarea instalațiilor și a aparaturii de măsură și control — de greutate medie și mare — se poate realiza cu reazeme elastice de tipul celor din fig. 3.53 și din tabelele 3.14 și 3.15. În cazul aparaturii sau instalațiilor cu greutate redusă se pot utiliza reazemele elastice de tipul celor din fig. 3.57 și din tabelele 3.20÷3.22; se montează astfel încît să fie solicitate la compresiune și/sau forfecare. Pentru reazemul din fig. 3.57 principalele dimensiuni de gabarit sînt indicate în tabelul 3.15.

Tabelul 3.20

Dimensiunile principale ale reazemului Metalastik, pentru fixarea aparaturii de măsură [38] *)

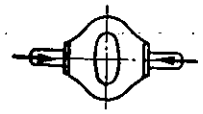
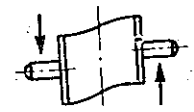
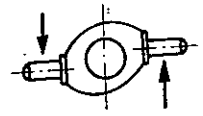


Tipul reazemului	Dimensiunile, mm				
	L	B	L_1	d	l
17/1394	17,5	14,0	12,5	M4	10
17/1395	29,5	25,5	19,0	M5	12
17/1396	38,0	35,0	25,5	M6	15

*) Reazemul poate fi solicitat la forfecare, cu încărcări de pînă la 4,5 kg, iar la compresiune — de pînă la 7,5 kg; frecvențele proprii sînt cuprinse între 6,23—15,8 Hz, pentru deformații statice variind între 6,4 și 1,0 mm.

Tabelul 3.21

Caracteristicile principale ale reazemelor Metalastik, pentru fixarea aparaturii de măsură [38]

Sarcina tangențială de forfecare	Tipul reazemului	1MN 45		1 MN 60	
		Sarcina maximă, kg	Deformația, mm	Sarcina maximă, kg	Deformația mm
	17/1394	0,25	2,5	0,35	1,7
	17/1395	0,8	5,0	1,5	4,0
	17/1396	2,5	8,0	3,5	5,2
Sarcina axială de forfecare		1MN 45		1MN 60	
		Sarcina maximă, kg	Deformația, mm	Sarcina maximă, kg	Deformația, mm
	17/1394	0,4	1,5	0,5	1,0
	17/1395	1,0	2,5	1,5	1,8
	17/1396	3,0	5,0	4,5	3,5
Sarcină de comprimare radială		1MN 45		1MN 60	
		Sarcina maximă, kg	Deformația, mm	Sarcina maximă, kg	Deformația, mm
	17/1394	1,4	2,5	1,8	1,6
	17/1395	3,0	4,0	5,5	3,5
	17/1396	8,5	7,5	12,5	5,0

Varietatea constructivă a reazemelor elastice utilizate la fixarea instalațiilor și aparaturii de măsură și control este foarte mare. În fig. 3.58 și tabelele 3.23 și 3.24 sînt prezentate trei tipuri de reazeme elastice produse de firma *Vibrastop* [4]. În fig. 3.59 este prezentat un exemplu de utilizare a reazemului din fig. 3.58.

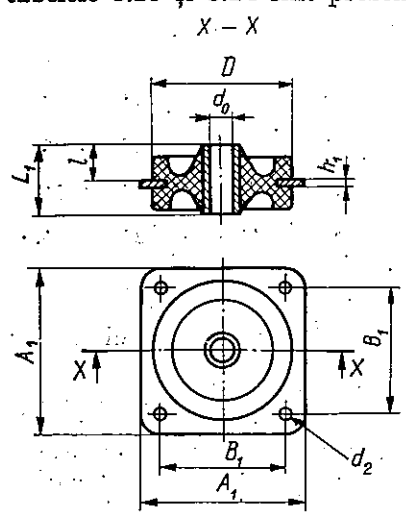


Fig. 3.57. Reazem elastic utilizat la fixarea aparatelor de precizie [38].

În fig. 3.60 sînt date exemple de reazeme elastice utilizate la fixarea cabinelor și suprastructurilor auto pe șasiu.

În cazul mașinilor-unelte de precizie — a căror funcționare corectă impune fixarea pe un bloc de beton — se pot utiliza, pentru vibroizolare, carpete (covoare) din cauciuc (fig. 3.61). Pentru reducerea frecvenței se pot folosi mai multe carpete, dispuse una peste cealaltă; în acest mod frecvența se micșorează de $\sqrt{n}$ ori, n fiind numărul de carpete. Prin micșorarea frecvenței se obține și o mărire a deformației statice: pînă la 6,3 mm — în

Tabelul 3.22

Caracteristicile şi dimensiunile principale ale reazemelor-tampon produse de firma Bategu [14]

Comprimare		Forfecare		Dimensiunile, mm			
Sarcina maximă, daN	Deformaţia, mm	Sarcina maximă, daN	Deformaţia, mm	*D*	*d*	*H*	*L*
18,5	1,5	4	2	15	M4	15	12
51	1,5	13	2,5	20	M6	15	20
69	1,5	9,5	2,5	25	M6	25	20
84	3	19	5	35	M8	23	25
78	4	30	6,5	40	M8	30	25
112	4	30	6,5	40	M10	30	25
29	1,5	8,5	2,5	20	M6	12	20
45	1,5	9,5	2,5	25	M6	12	20
62	2,5	16	4	25	M6	17	20
105	2,5	29	4	30	M8	17	25
78	4	25	6,5	40	M8	27	25
243	3	59	5	45	M8	22	25

cazul a două carpete suprapuse; pînă la 9,5 mm — în cazul a trei carpete suprapuse.

Reazemele elastice combinate realizează atît izolarea pasivă, cît şi activă a maşinilor, agregatelor, instalaţiilor etc.*)

Fixarea elastică pe şasiu a motoarelor (grupurilor motoare), cu ardere internă pentru autovehicule constituie un caz tipic de utilizare a reazemelor elastice combinate.

*) În general, marea majoritate a reazemelor elastice realizează o vibroizolare combinată

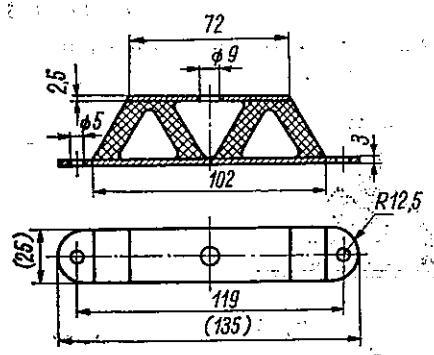


Fig. 3.58. Reazem elastic utilizat la fixarea aparatelor electronice [44].

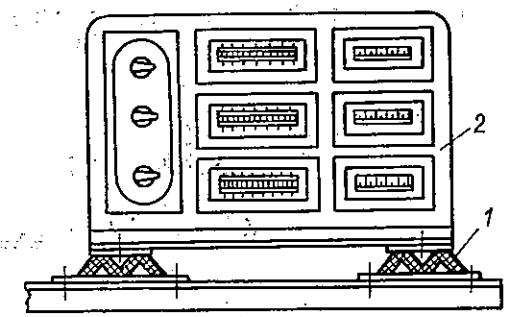


Fig. 3.59. Exemplu de utilizare a reazemului din fig. 3.58, la fixarea unui aparat electronic:
1 — reazem elastic; *2* — aparat electronic [44].

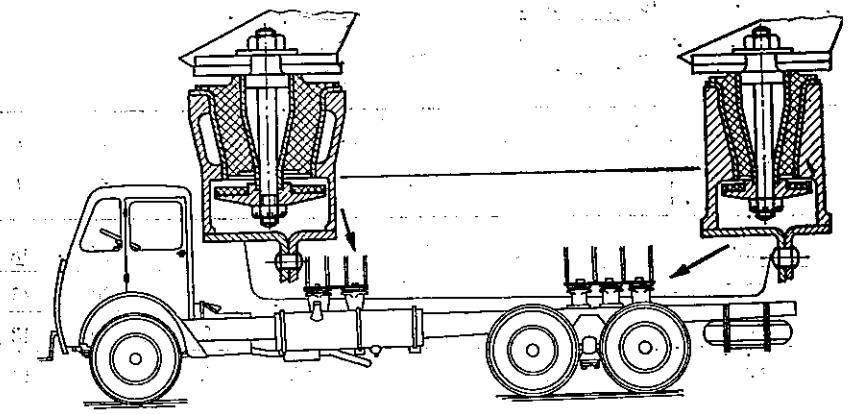


Fig. 3.60. Exemplu de utilizare a reazemelor elastice la fixarea suprastructurilor auto [38]; reazemul prezentat poate prelua încărcări statice de 80—1 200 kg la deformaţii de 1,5—12,5 mm.

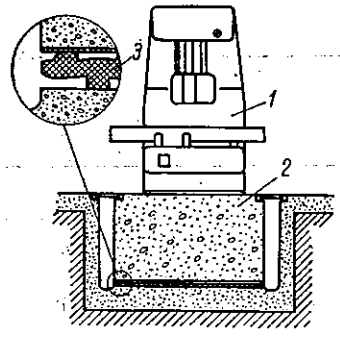
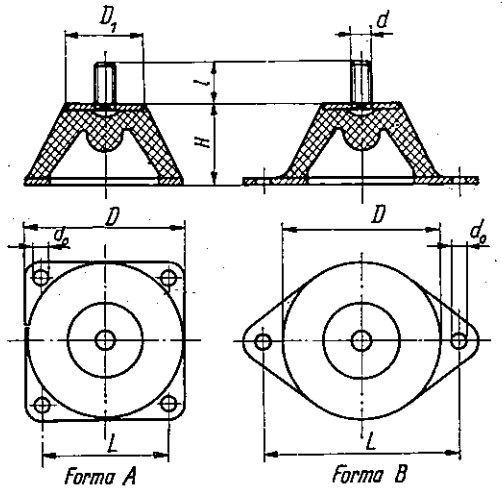


Fig. 3.61. Utilizarea carpetelor (covoarelor) din cauciuc la izolarea fundaţiilor maşinilor-unelte [38]:
1 — maşina-unealtă; *2* — fundaţie de beton; *3* — carpetă (covor de cauciuc). Astfel de carpete pot avea grosimi cuprinse între 20...30 mm. Încărcările verticale specifice maxime, pot fi situate, în funcţie de grosimea şi profilul elementului elastic, între 0,8... 7,2 kg/cm²; deformaţiile statice maxime pot fi de 3 mm, iar frecvenţele proprii depăşesc 11 Hz.

Tabelul 3.23

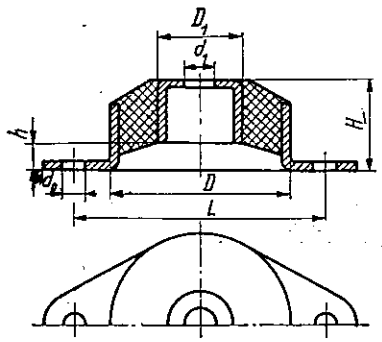
Caracteristicile principale ale reazemelor Vibrastop — conice, pentru fixarea aparaturii de măsură și control [44]



Forma reazemului	Sarcina maximă pentru 65° Sh, daN	Dimensiunile, mm						
		D	D_1	d	d_0	L	H	l
A	20	40	20	M6	4,2	32	20	18
	62,5	60	30	M8	5,2	48	30	23
B	20	40	20	M6	5,2	50	20	18
	62,5	60	30	M8	6,2	72	30	23

Tabelul 3.24

Dimensiunile principale ale reazemului Vibrastop, pentru fixarea aparaturii de măsură și control [44]



Dimensiunile, mm						
D	D_1	d_0	d_1	L	H	h
53	25	8,5	10	73	27	8
100	50	10,5	20	126	60	15
120	70	10,5	20	146	60	15

În afară de fixarea motorului și vibroizolare, reazemele suspensiilor grupurilor motoare trebuie să asigure și limitarea mișcărilor accidentale, datorate șocurilor, frînărilor sau accelerărilor bruște.

Stabilirea punctelor de fixare — pe motor — a reazemelor elastice constituie o problemă deosebit de importantă. În general, prin plasarea convenabilă pe motor a punctelor de fixare se urmărește decuplarea — într-o măsură cît mai mare — a modurilor de vibrație. Acest deziderat se poate realiza prin: montarea simetrică a reazemelor elastice; plasarea centrului suspensiei pe axa principală longitudinală de inerție, cît mai aproape de centrul de masă al grupului motor.

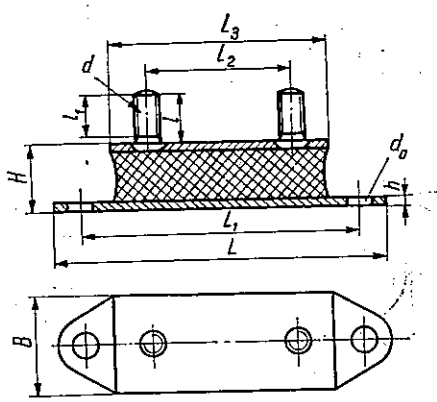
Realizarea acestor combinații este asigurată prin aplicarea uneia dintre soluțiile de montaj indicate în fig. 3.62. În cazul din fig. 3.62, *a*, reazemul elastic din față poate fi cilindric (fig. 3.63), rectangular (fig. 3.64) sau profilat (fig. 3.65), reazemele plasate în partea din spate a motorului fiind — în majoritatea cazurilor — rectangulare sau tronconice.

În cazul soluției de montaj cu reazeme înclinate — pentru motoarele de putere mică și medie — se utilizează reazeme rectangulare, de tipul reazemului prezentat în tabelul 3.25, sau — pentru motoarele de mare putere — reazeme ca cel prezentat în fig. 3.54.

În tabelul 3.25 sînt prezentate principalele dimensiuni pentru două mărimi de reazeme rectangulare.

Tabelul 3.25

Caracteristicile și dimensiunile principale ale reazemelor Metalastik, utilizate la fixarea motoarelor de mare putere [38]



Dimensiunile, mm											Compresiune	
d	d_0	L	L_1	L_2	L_4	l	l_1	H	h	B	Sarcina max, kg	Deformația, mm
M12	13,5	174	144	76	102	25,4	22	35	4,75	51	600	2,5
M10	10,3	175	144	83	119	22	22	22	4,0	51	1 000	2,5

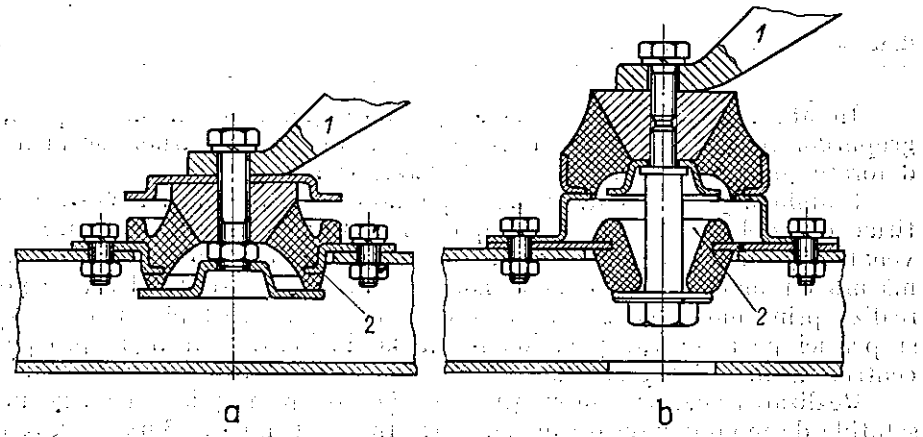


Fig. 3.63. Exemple de utilizare a reazemelor elastice circulare:
a — reazem elastic simplu; *b* — reazem elastic compus; *1* — motor auto; *2* — reazem elastic.

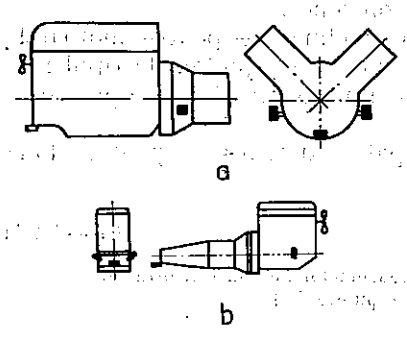


Fig. 3.62. Exemple de dispunere a reazemelor elastice pentru fixarea pe șasiu a motoarelor auto.

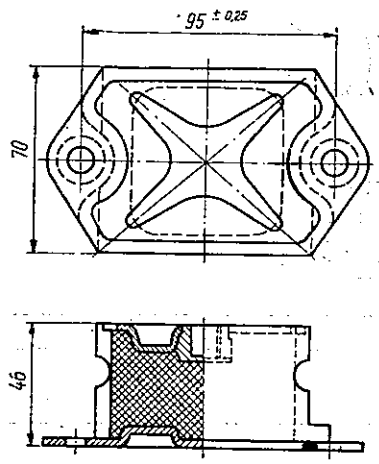


Fig. 3.64. Reazem elastic rectangular folosit la fixarea motoarelor auto.

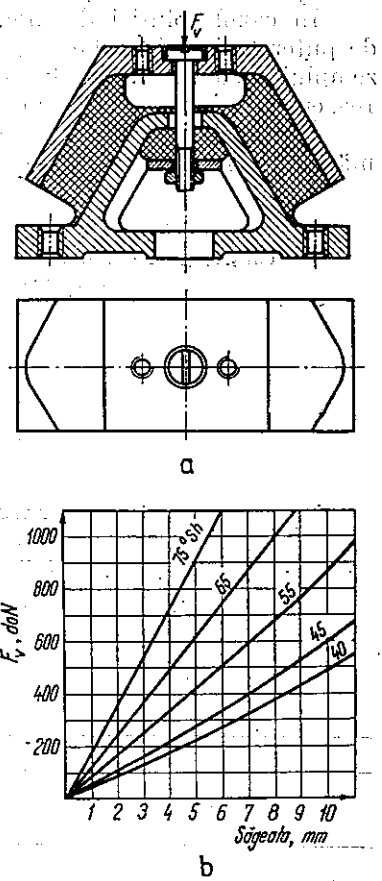


Fig. 3.65. Reazem elastic profilat utilizat la fixarea motoarelor auto.
a — soluție constructivă; *b* — caracteristica forță-deformație.

Anexe

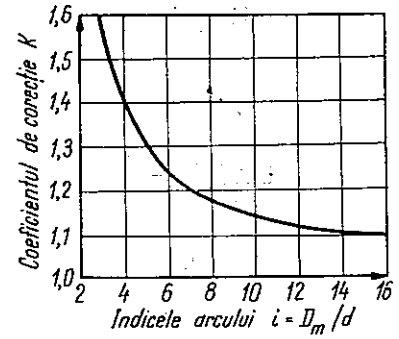


Fig. A.3—1. Diagrama coeficientului de corecție K.

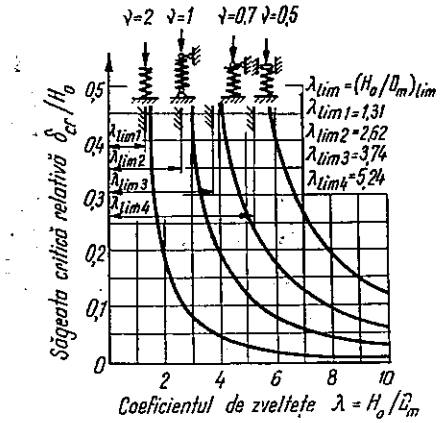


Fig. A.3 — 3. Nomogramă pentru stabilirea coeficientului limită de zvelțeță λ_{lim}, pentru unele arcuri elicoidale cilindrice [1].

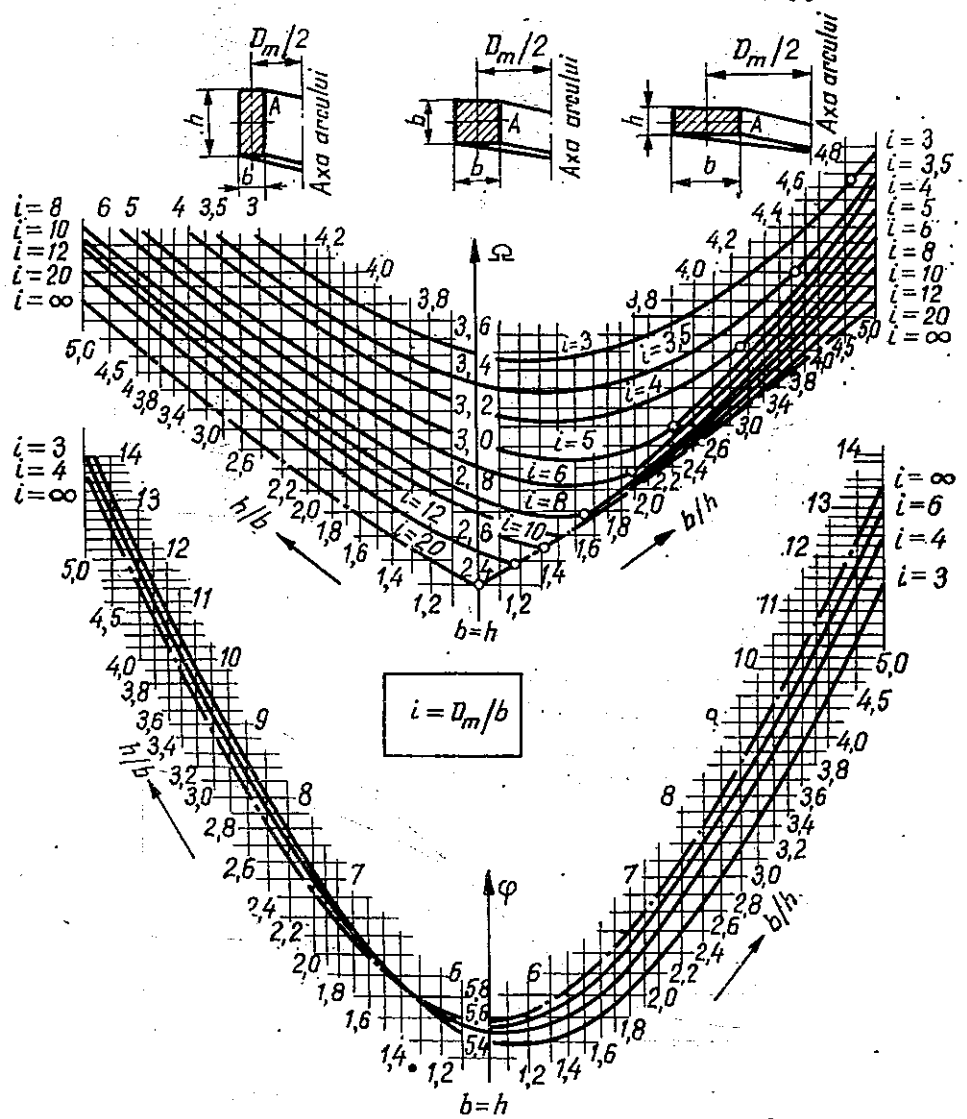


Fig. A.3—2. Nomogramă pentru determinarea valorilor coeficienților Ω și φ necesari în calculul arcurilor elicoidale cu secțiune dreptunghiulară (pătrată) [37].

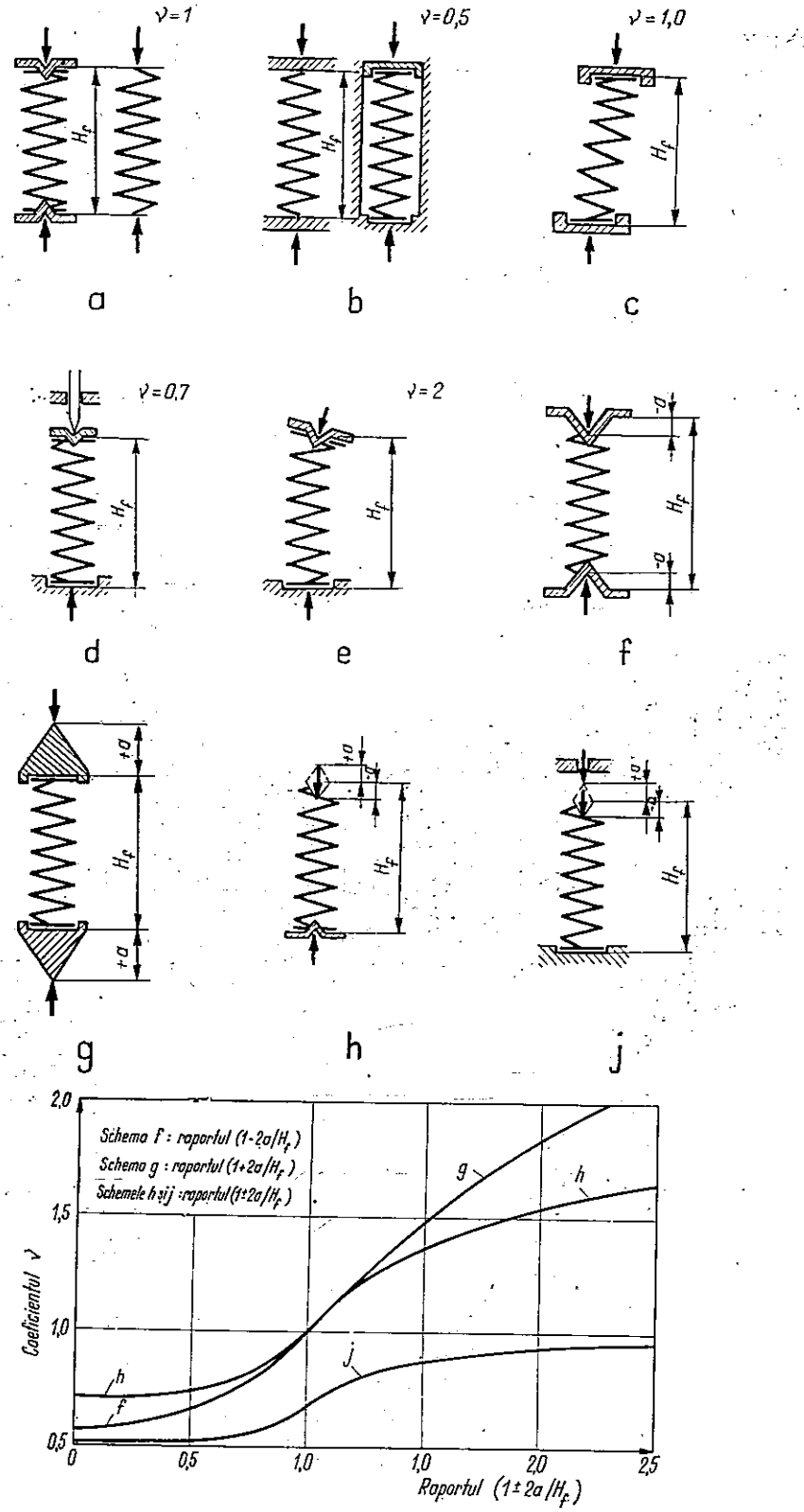


Fig. A.3—4. Valorile coeficientului de fixare (rezemare) ν, în funcție de modul de fixare a capetelor arcurilor elicoidale cilindrice [42].

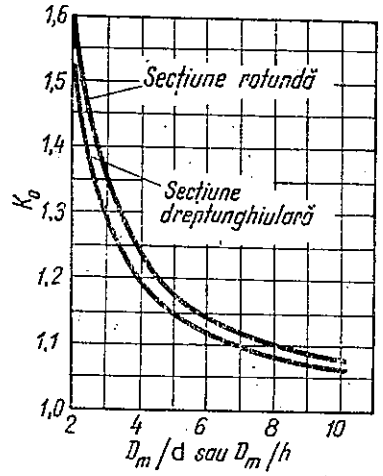


Fig. A.3—5. Diagrama coeficientului de corecție K_0.

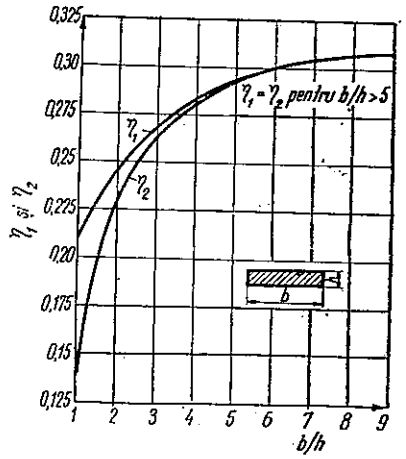


Fig. A.3—6. Dependența coeficienților η_1 și η_2 de raportul b/h pentru arcurile cu secțiune dreptunghiulară [37, 42].

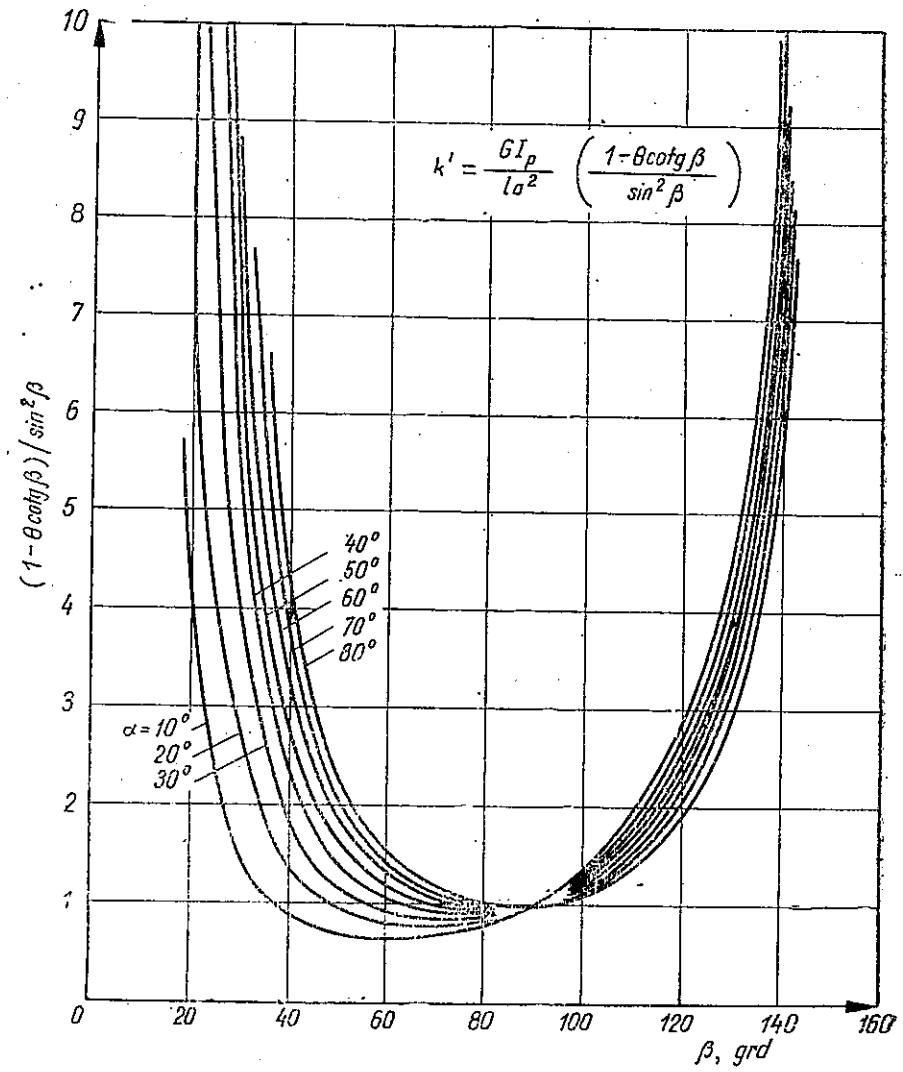


Fig. A.3—7. Nomogramă pentru determinarea factorului $(1-\theta \operatorname{cotg} \beta)/\sin^2\beta$ pentru calculul arcurilor bare de torsiune cu braț oscilant [42].

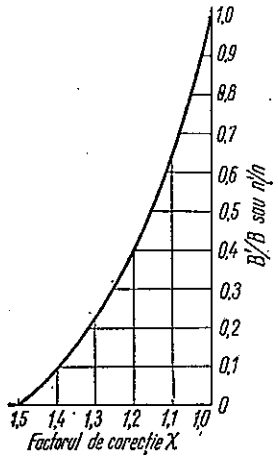


Fig. A.3—8. Determinarea factorului de corecție χ la arcurile multilamelare obișnuite [42].

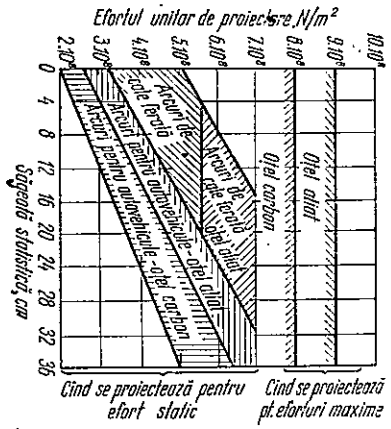

Efortul unitar de proiectare, N/m²
2,0⁸ 3,0⁸ 4,0⁸ 5,0⁸ 6,0⁸ 7,0⁸ 8,0⁸ 10,0⁸
0 4 8 12 16 20 24 28 32 36
Săgeata statică, cm
Arcuri de foi din oțel aliat
Arcuri pentru autovehicule-oțel carbon
Arcuri de foi din oțel aliat
Oțel carbon
Oțel aliat
Cînd se proiectează pentru efort static
Cînd se proiectează pt. eforturi maxime

Fig. A.3—9 Alegerea eforturilor unitare admisibile — pentru arcurile multilamelare — în funcție de săgeata statică a suspensiei [15].

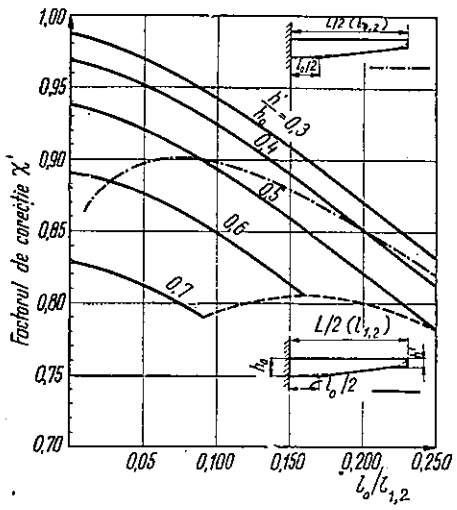


Fig. A.3—10. Nomogramă pentru determinarea factorului de corecție χ', la arcurile lamelare parabolice [42].

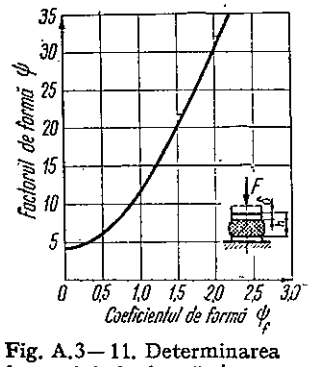


Fig. A.3—11. Determinarea factorului de formă ψ pentru arcurile din cauciuc [14].

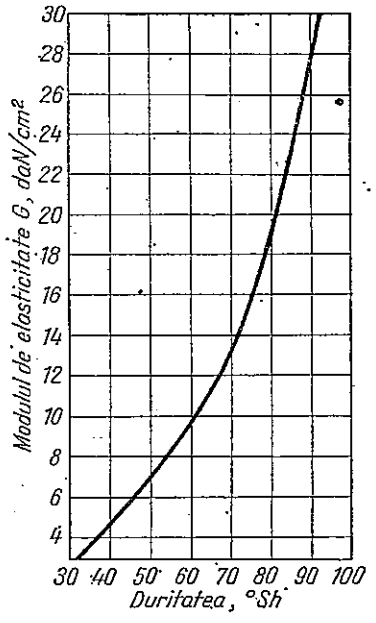


Fig. A.3—12. Determinarea modulului de elsaticitate G în funcție de duritatea cauciucului [14]

Tabelul A.3-1

Recomandări privind alegerea indicelui arcului i [11, 17]

d, mm	1—2,5	3—5	6—12
$i = D_m/d$	5—12	4—10	4—6

Tabelul A.3-2

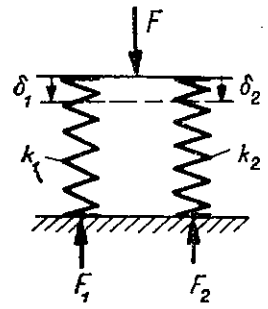
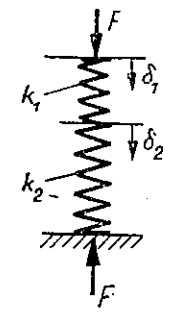
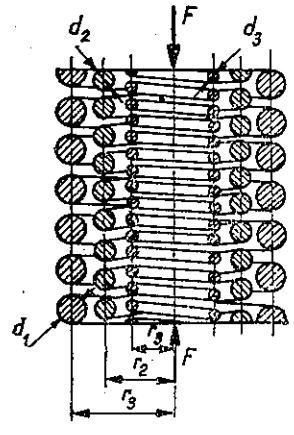
Rezistențele admisibile pentru arcurile de compresiune (conform STAS 7067-76) [12]

Marca oțelului (STAS 795-80)	Rezistența admisibilă τ_{at}, în daN/cm²		Indicații de utilizare
	$d < 8$ mm	$d = 8 \ldots 40$ mm	
51 VCr 11A	6 500	6 000	Solicitări ridicate. Arcuri pentru vehicule puternic solicitate , arcuri elicoidale, inelare, disc, bare de torsiune cu $\varnothing \leqslant 10$ mm
60 Si 15A	6 800	6 500	Solicitare moderată. Arcuri multilamelare cu grosimea mai mare de 7 mm, elicoidale, disc, inelare
56 Si 17A	6 300	5 000	Solicitare moderată. Arcuri pentru vehicule cu grosimea $\leqslant 7$ mm, elicoidale, disc, plăci elastice
51 Si 17A	6 000	4 800	Solicitare moderată. Arcuri multilamelare pentru vehicule pe șine, mai ales cele călite în presă
OLC 55A OLC 65A OLC 75A OLC 85A	5 500 5 000 5 500 5 600	5 000 4 600 5 000 5 200	Solicitare mică. Arcuri spirale, arcuri multilamelare cu grosimea maximă a lamelei sau spirei de 10 mm, utilizate în medii necorosive la temperatura mediului ambiant

Observații. 1. Pentru arcurile cu $d > 20$ mm se vor folosi numai 60 Si 15A, 51 VCr 11A; pentru $d > 30$ mm se va prefera 60 Si 15A; 2. Pentru arcurile de înaltă precizie se recomandă τ_{at} cu 25% mai mic decît valorile din tabel.

Tabelul A.3-3

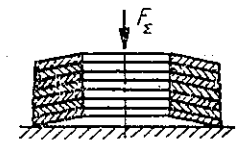
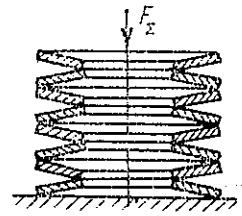
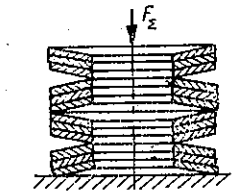
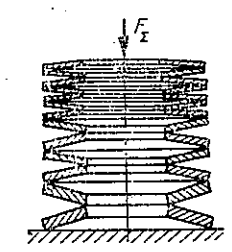
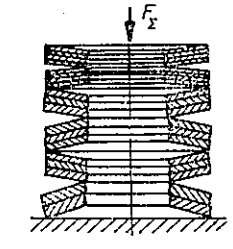
Relațiile pentru determinarea parametrilor principali ai arcurilor elicoidale multiple [17, 42]

Modul de montare al arcurilor	Relațiile de legătură dintre parametrii sistemului
În paralel 	$\delta_1 = \delta_2 = \delta_\Sigma$ $F = \delta_1 k_1 + \delta_2 k_2 = \delta_\Sigma k_\Sigma$*) $k_\Sigma = k_1 + k_2 = \sum_{i=1} k_i$
În serie 	$\delta_\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ $k_\Sigma = 1/\sum_{i=1} 1/k_i$
Arcuri multiple concentrice 	$n_1 r_1^2/d_1 = n_2 r_2^2/d_2 = n_3 r_3^2/d_3$ $n_1 d_1 = n_2 d_2 = n_3 d_3$ $F_1 : F_2 : F_3 = d_1^2 : d_2^2 : d_3^2$

*) k_Σ, δ_Σ — rigiditatea, respectiv săgeata totală a sistemului

Tabelul A.3-4

Posibilitățile de combinare a arcurilor disc [7, 11, 28]

Denumirea combinației	Schița	Caracteristicile*
Pachet de arcuri-disc		$F_\Sigma = nF_1$ $\delta_\Sigma = \delta_1$
Coloană de arcuri-disc		$F_\Sigma = F_1$ $\delta_\Sigma = i\delta_1$
Coloană de pachete de arcuri-disc		$F_\Sigma = nF_1$ $\delta_\Sigma = i\delta_1$
Coloană de arcuri-disc, de grosime variabilă		$F_\Sigma = F_1$ $\delta_\Sigma = i_1\delta_1 + i_2\delta_2 + \ldots$
Coloană de pachete de arcuri-disc, cu număr variabil de discuri		$F_\Sigma = n_1F_1 = n_2F_2 = \ldots$ $\delta_\Sigma = i_1\delta_1 + i_2\delta_2 + \ldots$

*) În cazul arcurilor combinate, în relațiile de calcul, $F_\Sigma \equiv F$; n — numărul arcurilor-disc suprapuse într-un pachet; i = numărul pachetelor suprapuse; δ_1, F_1 — săgeata, respectiv forța corespunzătoare unui disc

Tabelul A.3-5

Valorile eforturilor unitare admisibile la arcurile inelare , daN/mm² [7]

	Durată normală de funcţionare	Durată mică de funcţionare	
		Inele neprelucrate	Inele prelucrate
Inele exterioare	80	100	120
Inele interioare	120	130	150

Tabelul A.3-6

Valorile eforturilor unitare maxime admisibile [42]

Tipul arcului	$\sigma_{a\ max}$, daN/cm²
Arcuri multilamelare, cu durabilitate mare, pentru autocamioane, autobuze, vehicule pe şine	8 500
Arcuri multilamelare uşoare, pentru autoturisme, autocamioane	10 000
Arcuri multilamelare din oţel superior, cu precizie mare de prelucrare, pentru autoturisme	11 500
Arcuri multilamelare din oţel superior, cu precizie maximă de prelucrare, pentru autoturisme	13 000

Tabelul A.3-7

Rezistenţe admisibile pentru arcurile din cauciuc, daN/cm² [7, 9, 12]

Solicitarea	Tracţiune	Compresiune	Forfecare	Torsiune
Statică	10—20	30—50	10—20	20
Şoc rar	10—15	25—50	10—20	20
Dinamică	5—10	10—15	3—5	3—10
Arcuri , cu limitator de săgeată	10—20	30—50	5—10	5—15

B i b l i o g r a f i e

1. **Andreeva, L. E.** *Uprughie elementî priborov.* Moscova, Maşghiz, 1962.
2. **Boiangiu, D., Paizi, Gh.** şi **Enescu, N.** *Elementele elastice ale maşinilor.* Bucureşti, Editura tehnică, 1967.
3. **Botez, E.** ş.a. *Maşini-unelte.* Vol. II. Bucureşti, Editura tehnică, 1978.
4. **Buttler, K.H.** *Reibungsfedern Bauart Ringfedern im Maschinenbau.* În: Konstruktion, nr. 4, 1970, p. 149—153.
5. **Buzdugan, Gh.** *Izolarea antivibratorie a maşinilor.* Bucureşti, Editura Academiei R.S.R., 1980.
6. **Darabont, A.** şi **Văiteanu, D.** *Combaterea poluării sonore şi a vibraţiilor.* Bucureşti, Editura tehnică, 1975.

7. **Decker, K. H.** *Maschinenelemente.* München, Carl Hanser Verlag, 1971, p. 127—151.
8. **Drăghici, I.** ş.a. *Suspensii şi amortizoare.* Bucureşti, Editura tehnică, 1970.
9. **Drăghici, I.** *Arcuri* (cap. 11). În: Manualul inginerului mecanic. Mecanisme. Organe de maşini. Dinamica maşinilor. Bucureşti, Editura tehnică, 1976, p. 585—623.
10. **Drăghici, I.** ş.a. *Calculul şi construcţia cuplajelor.* Bucureşti, Editura tehnică, 1978.
11. **Drăghici, I.** ş.a. *Organe de maşini.* Vol. I. Universitatea din Braşov, 1980.
12. **Drăghici, I.** ş.a. *Organe de maşini. Probleme.* Bucureşti, Editura didactică şi pedagogică, 1980.
13. **Foigelman, G. A.** *Album de ştanţe şi matriţe universale.* Bucureşti, Editura tehnică, 1972.
14. **Göbel, E. F.** *Gummifedern.* Berechnung und Gestaltung. Berlin, Heidelberg, New York, Springer Verlag, 1969.
15. **Harris, C. M.** şi **Crede, Ch. E.** *Şocuri şi vibraţii* Vol. II. Bucureşti, Editura tehnică, 1968, p. 391—602.
16. **Hoffman, H. J.** *Federung für den Kleinstmöglichen Ruck.* XIII — FISITA Congress, Bruxelles, 1970.
17. **Manea, Gh.** *Organe de maşini.* Vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1970.
18. **Naidenko, O. K.** şi **Petrov, P. P.** *Amortizaţia sudovîh dvigatelei i mehanizmov.* Leningrad, Sudpromghiz, 1962.
19. **Parhilovski, I. G.** *Avtomobilnîe listovîe resorî.* Moscova, Maşghiz, 1954.
20. **Ponomariov, S. D.** ş.a. *Calculul de rezistenţă în construcţia de maşini.* Vol. I. Bucureşti, Editura tehnică, 1960, p. 849—1054; vol. III. Bucureşti, Editura tehnică, 1964, p. 889—908.
21. **Poturaev, V. N.** *Rezinovîe i rezino-metaliceskie detali maşin.* Moscova, Maşinostroenie, 1966.
22. **Reimpell, J.** *Fahrwertechnik.* Vol. 1 (Ediţia a treia), Würzburg, Vogel-Verlag, 1976; Vol. 2 Würzburg, Vogel-Verlag, 1973.
23. **Reynal, C.** *Les Ressorts* (Ediţia a şasea). Paris, Dunod, 1955.
24. **Schlottmann, D.** ş.a. *Maschinenelemente.* Grundlagen. Berlin, VEB Verlag Technik, 1973, p. 324—378.
25. **Ulbricht, J.** *Progressive Schraubendruckfeder mit veränderlichem Drahtdurchmesser für den Fahrzeugbau.* În: ATZ, nr. 6, 1969, p. 198—201.
26. **Vasii-Roşculeţ, S.** *Proiectarea dispozitivelor.* Universitatea din Braşov, 1979.
27. **Zablonski, K. I.** ş.a. *Proiektirovanie mehanismov i priborov.* Kiev, Vîşşaia Skola, 1971, p. 488—504.
28. **Wahl, A. M.** *Mechanische Federn.* Düsseldorf, Michael Triltsch Verlag, 1966.
29. **Wahl, A. M.** *Betrachtungen über den Entwurf von Spiralen förmigen Zylindrischen Zug-und Druckfeder.* În: Draht-Welt, *56*, nr. 10, oct. 1970, p. 539—546.
30. *Spravocinik maşinostroitelia.* Vol. 4/II. Moscova. Maşghiz, 1963, p. 701—744.
31. *Detali maşin. Rasciot i konstruirovanie.* Vol. 2. Moscova, Maşinostroenie, 1968, p. 5—117.
32. *Podveski priţepnovo sostava zarubejnîh firm.* În: Avtomobilnaia promîşlenost, nr. 2, 1976, p. 35—39.

Documentaţia tehnică a firmelor specializate:

33. The Bramber Engineering Co., Ltd. (Anglia), Springbok Works, Waterloo Road, Cricklewood, London N.W.2
34. Bategu (Austria), Muthgasse 22, Wien XIX
35. EFFBE — France, Route Nationale, 153, 68-HABSHEIM
36. Ferromet (Cehoslovacia), 27, Opletalova, Praha 1
37. Hoesch AG., Walzwerke (R.F.G.), Hohenlimburg
38. Metalastik — Dunlop Limited (Anglia), Polimer Engineering Division, Evington Valley Road, Leicester LESSLY
39. Paulstra (Franţa), 61, Rue Marius-Aufan, 92 Levallois-Perret
40. Phoenix Gummiwerke (R.F.G.), Hannoversche Strasse, 88, 2100 Hamburg
41. Heinrich Schomäcker Co. (R.F.G.), 452 Melle, Bez. Osnabrück
42. Stahlwerke Brünunghaus GmbH (R.F.G.), 5890 Werdohl (Westfalen)
43. Trenkamp § Gehle (R.F.G.), 2841 Mühlen (Oldbg.)

4. Lagăre cu alunecare în industria construcțiilor de mașini

Notații*)

A — suprafața portantă a reazemelor și lagărelor hidrostatice, în m^2;
A_a — proiecția suprafeței care preia forța F_a (articulații sferice), în mm^2;
A_b — suprafața buzunarului reazemelor și lagărelor hidrostatice, în m^2;
A_c — suprafața de răcire a corpului lagărului, în m^2;
A_r — proiecția suprafeței care preia forța F_r (articulații sferice), în mm^2;
B — lățimea cuzineților radiali și a sectoarelor lagărelor axiale, în mm;
C_f — coeficientul puterii consumate prin frecare la lagăre radiale;
C_p — coeficientul de portanță, la lagăre radiale;
C_Q — coeficientul debitului de lubrifiant la lagăre radiale;
C_{fs} — coeficientul puterii consumate prin frecare pentru un sector la lagăre axiale;
C_{ps} — coeficientul de portanță pentru un sector la lagăre axiale;
C_{Qxs} — coeficientul debitului de lubrifiant circumferențial pentru un sector la lagăre axiale;
C_{Qys} — coeficientul debitului de lubrifiant lateral pentru un sector la lagăre axiale;
D — diametrul interior al cuzineților radiali, în mm;
D_e — diametrul exterior al lagărelor axiale, în mm;
D_i — diametrul interior al lagărelor axiale, în mm;
D_m — diametrul mediu al lagărelor axiale, în mm;
F — forțe, în N;
F_a — forțe axiale, în N;
F_f — forțe de frecare, în N;
F_r — forțe radiale, în N;
$J = (D - d)10^{-3}$, jocul diametral, în μm;
K — coeficientul global de transfer de căldură, în $W/m^2 \cdot grd$;
L — lungimea sectoarelor lagărelor axiale, în mm;
L_h — durabilitatea, în ore;
L_0 — durabilitatea, în oscilații; **)
L_r — intervalul de reungere, în oscilații;
P_c — fluxul de căldură evacuat prin corpul lagărului, în W;
P_f — puterea consumată prin frecare, în W;
P_l — fluxul de căldură evacuat prin lubrifiant, în W;
P_p — puterea consumată prin pompare la lagăre hidrostatice, în W;
Q — debitul de lubrifiant de scăpări, în m^3/s;
Q_x — debitul de lubrifiant circumferențial la lagăre axiale, în m^3/s;
Q_y — debitul de lubrifiant lateral, la lagăre axiale, în m^3/s;
R — raze caracteristice, la lagăre hidrostatice, în mm;
$S = dF/dh$, rigiditatea filmului de lubrifiant, în $N/\mu m$;
a_c — coeficientul puterii consumate prin pompare la lagăre și reazeme hidrostatice;
a_p — coeficientul de portanță la lagăre și reazeme hidrostatice;
a_q — coeficientul debitului de lubrifiant la lagăre și reazeme hidrostatice;
c — căldura specifică a lubrifiantului, în J/kg. grd;
d — diametrul fusului radial, în mm;
d_c — diametrul interior al restrictorului capilar, în mm;
d_0 — diametrul orificiului restrictorului tip diafragmă, în mm;
e — excentricitatea fusului față de cuzinet, în μm;
f_0 — factor de corecție la lagăre sferice;
g — grosimea pereților cuzineților, în mm;
h — grosimea filmului de lubrifiant, în μm;
h_a — grosimea minimă admisibilă a filmului de lubrifiant, în μm;
h_m — grosimea minimă a filmului de lubrifiant, în μm;
h_M — grosimea maximă a filmului de lubrifiant, în μm;

*) Toate mărimile care intervin în tabelele de calcul se introduc în unitățile de măsură menționate aici.
**) La logre sferice oscilante

n — turația fusului, în rot/s;
p — presiunea de contact, în N/mm^2;
p_a — presiunea de contact, admisibilă în N/mm^2;
p_b — presiunea din buzunarul reazemelor și lagărelor hidrostatice, în bar;
p_e — presiunea de contact echivalentă la lagăre sferice, în N/mm^2;
p_0 — presiunea de contact dinamică admisibilă pentru $L_0 = 10^5$ oscilații, în N/mm^2;
p_r — presiunea de ridicare (la pornire) a lagărelor și reazemelor hidrostatice, în bar;
$(pv)_a$ — produsul caracteristic pentru uzare admisibil la lagăre cu frecare uscată, limită sau mixtă, în $N \cdot m/mm^2 \cdot s$;
t — temperatura medie a lagărului sau a filmului de lubrifiant, în °C;
t_a — temperatura medie admisă pentru lagăr, în °C;
t_e — temperatura de ieșire a lubrifiantului din lagăr, în °C;
t_n — temperatura de intrare a lubrifiantului în lagăr, în °C;
t_0 — temperatura mediului ambiant, în °C;
v — viteza periferică la lagăre radiale, în m/s;
v_m — viteza medie la lagăre axiale, în m/s;
z — numărul de sectoare portante la lagăre axiale;
α — amplitudinea unghiulară a oscilațiilor, în grd;
δ — $2\ h_m/J$, grosimea minimă relativă a filmului de lubrifiant la lagăre radiale;
$\varepsilon = 1 - \delta$, excentricitatea relativă la lagăre radiale;
η — viscozitatea dinamică a lubrifiantului, în $N \cdot s/m^2$;
μ — coeficientul de frecare;
ν — frecvența oscilațiilor, în 1/s;
ρ — densitatea lubrifiantului, în kg/m^3;
σ — efortul unitar normal, în N/mm^2;
τ — efortul unitar tangențial, în N/mm^2;
φ — raportul dintre aria efectivă și cea nominală la lagăre sferice și axiale;
$\psi = J/D$, jocul relativ pentru lagăre radiale, în $^0/_{00}$.

Lagărele cu alunecare sînt organe de mașini care asigură rezemarea sau ghidarea părților mobile ale mașinilor, reprezentate — în general — de fusurile arborilor sau osiilor. Prin intermediul suprafețelor de alunecare acestea preiau forțe radiale și/sau axiale și permit mișcări de rotație, de oscilație și eventual de translație.

Lagărele cu alunecare sînt clasificate uzual în funcție de: *regimul de frecare* (ungere) — uscată, limită, mixtă și fluidă; *direcția sarcinii* — radială, axială, radial-axială și axial-radială; *forma suprafeței de frecare* — cilindrică, conică, plană și sferică.

Pentru lagărele cu alunecare cu performanțe ridicate se impune, de obicei, utilizarea regimului de frecare fluidă, ceea ce presupune realizarea unui film de lubrifiant portant [9, 16, 19].

Utilizarea metodelor de calcul adecvate lagărelor cu frecare uscată, limită sau mixtă pentru lagărele cu frecare fluidă, hidrodinamice este total neindicată fiind, principial, greșită [9, 18, 22, 23, 25, 26].

4.1. Lagăre cu alunecare cu frecare uscată, limită sau mixtă

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul de proiectare sau verificare a acestor lagăre sînt indicate în tabelele 4.1 ... 4.7 (tabelele 4.1 și 4.2 — lagărele radiale cilindrice; tabelele 4.3 și 4.4 — lagărele axiale plane; tabelele 4.5 ... 4.7 — lagărele și articulațiile sferice), în fig. 4.1 prezentîndu-se schema logică a calculului lagărelor radiale, cu frecare uscată, limită sau mixtă.

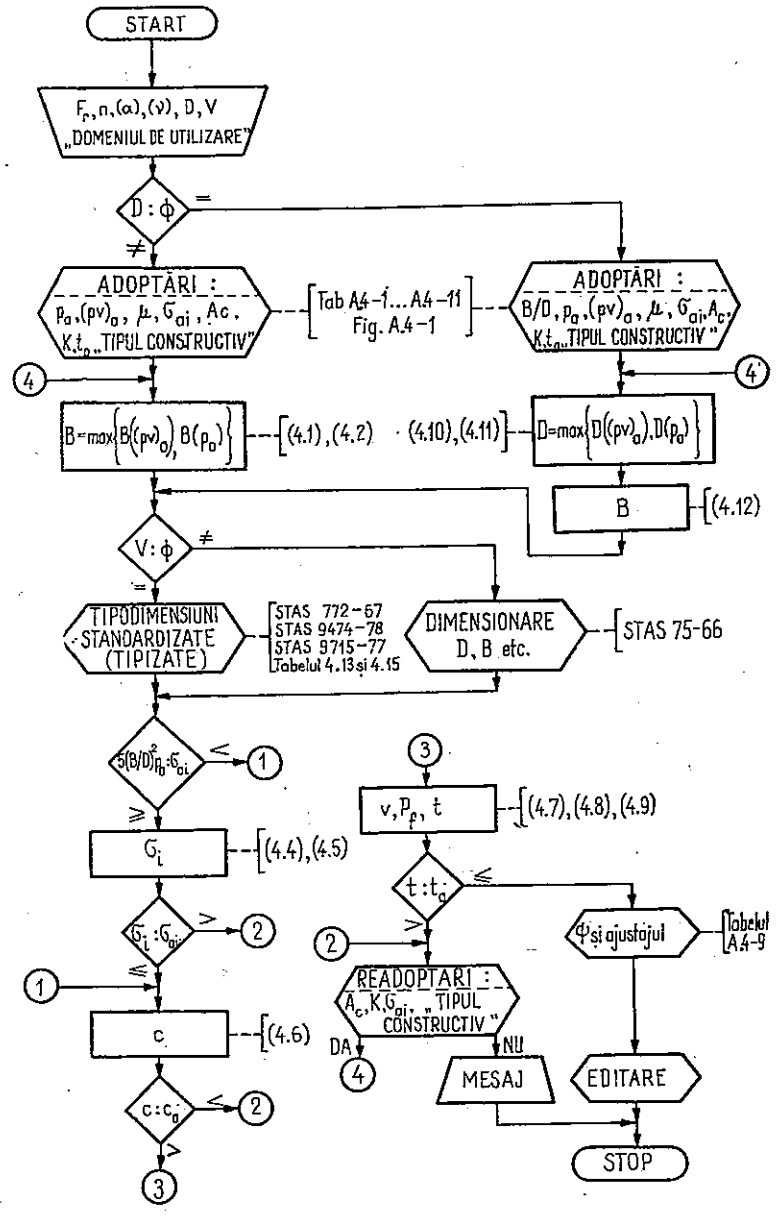


Fig. 4.1. Schema logică pentru calculul lagărelor radiale, cu frecare uscată, limită sau mixtă:
$V = \Phi$ — cuzinet standardizat (tipizat); $V \neq \Phi$ — cuzinet ales constructiv.

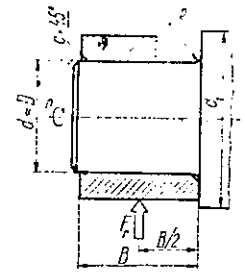
Tabelul 4.1

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul de proiectare a lagărelor axiale plane cu frecare uscată, limită sau mixtă [1, 6, 13, 19, 28, 40, 43]

A. Diametrul D cunoscut sau impus

Date inițiale: F_r, n (pentru fusuri osiclante, α și ν), D, domeniul de utilizare

Date alese: p_a, $(pv)_a$, μ, σ_{at}, A_c, K, t_0, tipul constructiv de cuzinet, eventual standardizat sau tipizat



Relațiile de calcul	Recomandări
Se determină:	
— din considerente de uzare	
$B \approx \pi F_r n\ 10^{-3}/(pv)_a;$ (4.1)	Se adoptă valoarea B mai mare. Se ține seama de prezența teșiturilor. p_a și $(pv)_a$ din tabelele A4-1... A4-8;
— din considerente de presiune de contact	
$B \approx F_r/Dp_a.$ (4.2)	
Fusurile lagărelor de capăt se verifică la încovoiere numai dacă	
$\sigma_{at} \leqslant 5(B/D)^2 p_a.$ (4.3)	σ_{at}, din **tabelul** A4-11.
Pentru fusul cu secțiune plină	
$\sigma_i \approx F_r B/0{,}2\ d^3 \leqslant \sigma_{at}.$ (4.4)	
Pentru fusul cu secțiune inelară	
$\sigma_i \approx F_r B/0{,}2d^3\,[1-(d_i/d)]^4 \leqslant \sigma_{at}$ (4.5)	Relația (4.6) este riguros corectă pentru fusurile rotitoare cînd forțele F_r sînt constante ca direcție și mărime
Orice fus de capăt va fi verificat la oboseală în dreptul umărului	
$c_\sigma = \varepsilon\gamma\sigma_{-1}/\sigma_i\beta_k \geqslant c_a,$ (4.6)	σ_{-1}, β_k, ε, γ, c_a din [4]
unde $\beta_k = f(d_1/d,\ \rho/d)$. Se determină puterea consumată prin frecare	μ, din tabelele A4-7, A4-8
$P_f = F_r \mu v$ (4.7)	

Tabelul 4.1 (continuare)

Relațiile de calcul	Recomandări
unde, pentru lagărele cu mișcare de rotație $v = \pi D n\ 10^{-3}.$ (4.8)	
Se verifică temperatura medie a lagărului $t = P_f/KA_c + t_0 \leqslant t_a.$ (4.9)	K și A_c, din fig. A 4-8, și A4-9; t_a, din tabelul A4-15; ψ din tabelul A4-9
Se alege jocul relativ ψ adecvat, prescriindu-se ajustajul	

B. Diametrul D neimpus prin tema de proiectare

Date inițiale: F_r, n (pentru fusuri oscilante, α și ν), domeniul de utilizare.

Date alese: B/D, p_a, $(pv)_a$, μ, σ_{at}, A_c, K, t_0, tipul constructiv de cuzinet, eventual standardizat sau tipizat.

Relațiile de calcul	Recomandări
Se determină:	Raportul B/D se alege din tabalul A4-10;
— din considerente de uzare $D \approx \pi F_r n\ 10^{-3}/(D/B)\ (pv)_a;$ (4.10)	p_a și $(pv)_a$ din tabelele A4-1 ... A4-8;
— din considerente de presiune de contact $D \approx \sqrt{F_r/(B/D)p_a}.$ (4.11)	Se adoptă cea mai mare valoare a lui D.
Se calculează $B = D\ (B/D).$ (4.12)	
În continuare, se efectuează calculele cu relațiile (4.3) —(4.9).	Se ține seama de prezența teșiturilor

Observații. 1. Pentru lagărele cu mișcare oscilantă în locul turației n se va introduce produsul $\alpha\nu/90$.

2. În cazul utilizării cuzineților standardizați sau tipizați, valorile D și B trebuie rotunjite la cele existente, (v. tabelele 4-13 și 4-15).

Tabelul 4.2

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul de verificare al lagărelor radiale cilindrice cu frecare uscată, limită sau mixtă [1, 6, 13, 19, 28, 40, 43]

Date inițiale: F_r, n (pentru fusuri oscilante, α și ν), D, B, A_c, t_0, tipul constructiv de cuzinet folosit, domeniul de utilizare etc.

Date alese: p_a, $(pv)_a$, μ, σ_{at}, K etc.

Relațiile de calcul	Recomandări
Verificarea uzării (durabilității) prin produsul $p_m v \approx \pi F_r n\ 10^{-3}/B \leqslant (pv)_a.$ (4.13)	p_a și $(pv)_a$, din tabelele A4-1 ... A4-8
Verificarea presiunii de contact $p_m \approx F_r/DB \leqslant p_a.$ (4.14)	
În continuare se efectuează verificările cu relațiile (4.3) ... (4.9) din tabelul 4.1.	

Observație. Pentru cuzineții produși de firme specializate valorile admisibile trebuie să corespundă cu recomandările firmelor respective.

Tabelul 4.4

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul de verificare al lagărelor axiale plane cu frecare uscată, limită sau mixtă [1, 6, 13, 19, 28, 40, 43]

Date inițiale: F_a, n (pentru fusuri oscilante, α și ν), D_i, D_e, φ, A_c, t_0, tipul constructiv de cuzinet axial folosit, domeniul de utilizare etc.

Date alese: p_a, $(pv)_a$, μ, K etc.

Relațiile de calcul	Recomandări
Verificarea la uzare $p_m v_m = 2F_a n\ 10^{-3}/\varphi(D_e - D_i) \leqslant (pv)_a$ (4.25)	p_a și $(pv)_a$ din tabelele A4-1 ... A4-8
Verificarea la presiune de contact $p_m = 4F_a/\pi\varphi\ (D_e^2 - D_i^2) \leqslant p_a,$ (4.26)	A_{ef}, aria de contact efectivă, în mm²
unde $\varphi = \pi(D_e^2 - D_i^2)/4A_{ef}$ (4.27)	
În continuare, se efectuează verificările conform relațiilor (4.18) ... (4.21) și (4.9) din tabelul 4.3	

Observație. Pentru cuzineții axiali, produși de firmele de specialitate valorile admisibile trebuie să corespundă cu recomandările firmelor respective.

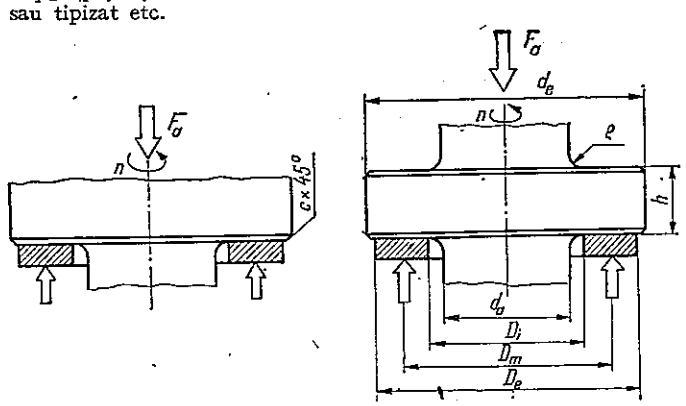
Tabelul 4.3

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul de proiectare al lagărelor radiale cilindrice cu frecare uscată, limită sau mixtă [1, 6, 13, 19, 28, 40, 43]

A: Lagăr axial de trecere, diametrul d_a al arborelui cunoscut

Date inițiale: F_a, n (pentru fusuri oscilante, α și ν), d_a, domeniul de utilizare, etc.

Date alese: p_a, $(pv)_a$, μ, σ_{at}, A_c, K, t_0, tipul constructiv de cuzinet axial, eventual standardizat sau tipizat etc.



a b

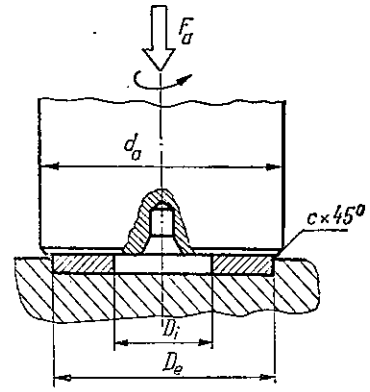
Relațiile de calcul	Recomandări
Se apreciază $D_i = d_a + (1 \dots 10)$ mm (4.15)	
Se calculează:	
— din considerente de uzare	
$D_e = D_i + 2F_a n\, 10^{-2}/\varphi(pv)_a$; (4.16)	
— din considerente de presiune de contact	
$D_e = \sqrt{D_i^2 + 4F_a/\pi\varphi p_a}$. (4.17)	p_a și $(pv)_a$ din tabelele A4-1 ... A4-8; $\varphi = 0{,}6 \dots 0{,}9$.
Se verifică patina lagărului la încovoiere (v. fig. *b*)	
$\sigma_i = 3F_a(D_m - d_a)/\pi d_a h^2 \leqslant \sigma_{at}$, (4.18)	*Se adoptă valoarea D_e mai mare* σ_{at}, din tabelul A4-11
unde $D_m = (D_i + D_e)/2$. (4.19)	Dacă patina nu este dintr-o bucată cu arborele, se verifică sistemul de asamblare utilizat.
Se determină puterea consumată prin frecare	
$P_f = F_a \mu v_m$, (4.20)	μ, din tabelele A4-7 și A4-8; K și A_c, din fig. A4-8, și A4-9; t_a, din tabelul A4-15.
unde, pentru lagărele cu mișcare de rotație,	
$v_m = \pi D_m n\, 10^{-3}$. (4.21)	
Se verifică temperatura medie a lagărului	
$t = P_f/KA_c + t_0 \leqslant t_a$. (4.9)	

Tabelul 4.3 (continuare)

B. Lagăr axial de capăt, diametru d_a al arborelui cunoscut

Date inițiale: F_a, n (pentru fusuri oscilante, α și ν), d_a, domeniul de utilizare etc.

Date alese: p_a, $(pv)_a$, μ, σ_{at}, A_c, K, t_0, tipul constructiv de cuzinet axial, eventual standardizat sau tipizat etc.



Relațiile de calcul	Recomandări
Se apreciază $D_e = d_a - (1 \dots 10)$ mm (4.22)	
Se calculează:	
— din considerente de uzare	
$D_i = D_e - 2F_a n\, 10^{-3}/\varphi(pv)_a$; (4.23)	p_a și $(pv)_a$ din tabelele A4-1 ... A4-8.
— din considerente de presiune de contact	
$D_i = \sqrt{D_e^2 - 4F_a/\pi\varphi p_a}$ (4.24)	Se adoptă valoarea D_i mai mică
În continuare se efectuează calculele conform relațiilor (4.18) ... (4.21) și (4.9)	

Observații. 1. Pentru lagărele cu mișcare oscilantă în locul turației n se va introduce produsul $\alpha\nu/90$.

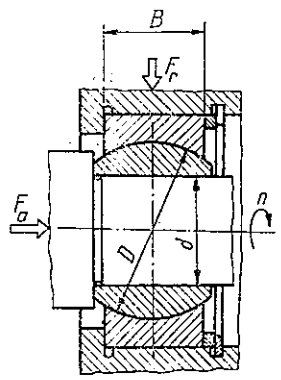
2. În cazul utilizării cuzineților axiali standardizați sau tipizați, valorile D_i și D_e trebuie rotunjite la cele existente (v. tabelul 4.14); în acest caz, φ se evaluează pe baza geometriei reale a canalelor de ungere.

Tabelul 4.5

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul lagărelor radial-axiale sferice [19]

Date inițiale: F_r, F_a, d, n (pentru lagăre oscilante, α și ν), domeniul de utilizare etc.

Date alese: D, B, p_0, p_{as}, f_0, tipul constructiv de lagăr standardizat sau tipizat



Caracteristici: sînt standardizate (STAS 9797-74) sau tipizate; se aleg în funcție de diametrul d; preiau, în principal, sarcini radiale; mișcarea este de obicei oscilantă

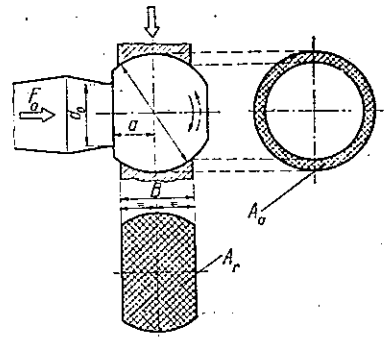
Relațiile de calcul	Recomandări
Calculul dinamic Se determină $p_e = (F_r^2 + 6F_a^2)/F_rBD$, (4.28) dacă $F_a < F_r$. Se calculează durabilitatea, exprimată în oscilații (rotații) $L_0 = f_0(p_0/p_e)^3 10^5$ (4.29)	Expresia (4.28) presupune că F_r are direcție constantă. p_0, f_0, p_{as} din tabelul A4-12
Calculul static Se verifică dacă $p_e \leqslant p_{as}$.	Jocurile radiale și condițiile de montaj în STAS-9797-74.

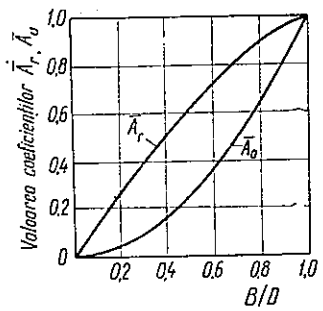
Tabelul 4.6

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul de proiectare al articulațiilor sferice [19]

Date inițiale: F_r, F_a, domeniul de utilizare etc.

Date alese: B/D, p_a, σ_a, φ, soluția constructivă



Relațiile de calcul	Recomandări
Se determină din considerente de presiune de contact $D = \sqrt{(F_r^2/\bar{A}_r^2 + F_a^2/\bar{A}_a^2)/\pi\varphi p_a}$, (4.30) unde: $\bar{A}_r = 4A_r/\pi D^2 = 1 - \frac{(19 + 13B/D)(1 - B/D)^2}{6\pi\sqrt{1-(B/D)^2}}$; (4.31) $\bar{A}_a = 4A_a/\pi D^2 = (B/D)^2$ (4.32)  Se verifică efortul unitar din secțiunea periculoasă a fusului $\sigma_{max} = 4F_a/\pi d_0^2 + 32F_r a/\pi d_0^3 \leqslant \sigma_a$ (4.33)	**Expresia (4.31) este valabilă pentru o arie A_r cu simetrie centrală, în caz contrar, $\bar{A}_r$ se va calcula în funcție de geometria propusă.** **φ și B/D, din tabelul A4-13.** **σ_a, din tabelul A4-11** **Articulațiile importante vor fi verificate și la oboseală**

Tabelul 4.7

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul de verificare al articulațiilor sferice [19]

Date inițiale: F_r, F_a, D, B, d_s, a, φ, materialele folosite, domeniul de utilizare etc.

Date alese: p_a, σ_a etc.

Relațiile de calcul	Recomandări
Se verifică presiunea de contact $p_m = 4\sqrt{F_r^2/\bar{A}_r^2 + F_a^2/\bar{A}_a^2}\,/\pi\varphi D^2 \leqslant p_a$, (4.34) unde $\bar{A}_r$ și $\bar{A}_a$ conform (4.31) și (4.32). Se verifică efortul unitar maxim din secțiunea periculoasă a fusului cu relația (4.33)	p_a, din tabelul A4-13. Articulațiile importante vor fi verificate și la oboseală

4.2. Lagăre cu alunecare hidrodinamice

Datorită frecării și uzurii extrem de reduse lagărele hidrodinamice sînt preferate lagărelor cu frecare uscată, limită sau mixtă în condițiile funcționării la turații și sarcini ridicate; fiabilitatea acestor lagăre este ridicată. Constructiv sînt mai simple decît lagărele hidrostatice, în ceea ce privește alimentarea cu lubrifiant.

Elementul principal al calculului lagărelor radiale cu alunecare hidrodinamice îl reprezintă proiectarea filmului de lubrifiant autoportant, care trebuie să urmărească [8, 9, 16, 19, 22, 25, 26, 36]: asigurarea unei grosimii minime de lubrifiant, suficient de mari, pentru a garanta ungerea fluidă; funcționarea la o temperatură sub cea maximă — admisibilă; stabilitatea în timp a filmului, obținută printr-un debit suficient de lubrifiant.

4.2.1. *Lagăre radiale hidrodinamice*

Metoda de calcul prezentată se referă la lagărele radiale complete cu o singură zonă portantă, fiind cele mai răspîndite. Datele utilizate sînt valabile în ipotezele [8, 9, 16, 22, 25, 26, 36]:

a. Lubrifiantul utilizat este un lichid newtonian incompresibil, regimul de curgere fiind laminar.

b. Suprafețele fusului și ale cuzinetului sînt perfect rigide, netede și fără abateri de circularitate. Metoda este, totuși, valabilă pentru cuzineții acoperiți cu un strat subțire de material plastic. Rugozitățile și abaterile de circularitate admise — prin standarde — pentru cuzineți și bucșe nu necesită introducerea unor corecții speciale.

c. Datele metodei sînt obținute în condițiile paralelismului axelor fusului și cuzinetului; abaterile de la paralelism conduc la modificarea valorilor parametrilor caracteristici.

d. Forța preluată de lagăr este constantă ca valoare și direcție. Metoda permite un calcul aproximativ și pentru lagărele încărcate dinamic; pentru un calcul exact se recomandă lucrarea [9].

În această metodologie, lubrifiantul se consideră cunoscut de la începutul calculului, impus sau ales de proiectant. Deci, variația viscozității dinamice a lubrifiantului — cu temperatura — este cunoscută, grafic sau tabelar. În aceste condiții calculul constă din două etape: — stabilirea grafoanalitică a temperaturilor de echilibru termic; — calculul valorilor parametrilor caracteristici la aceste temperaturi de echilibru termic.

Pentru evitarea iterațiilor și asigurarea unei precizii sporite calculului mecanic s-a optat pentru determinarea grafoanalitică a temperaturilor de echilibru.

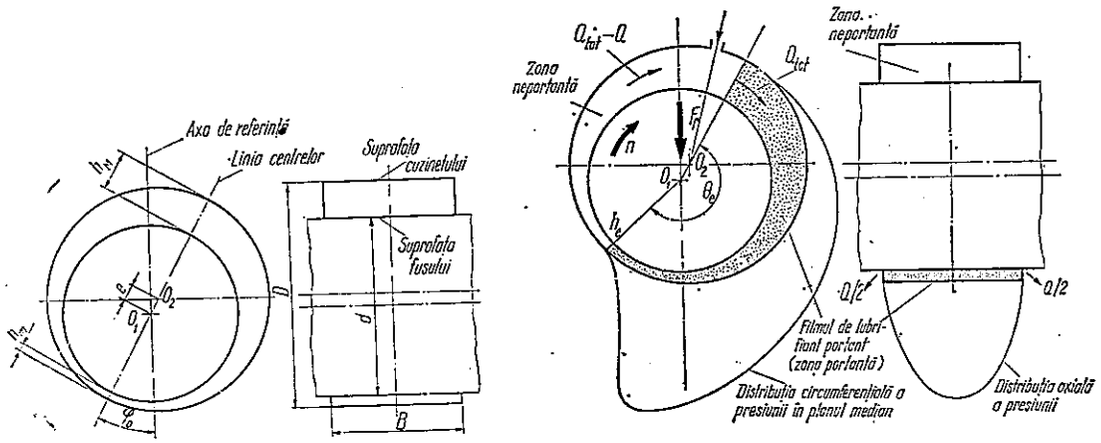
Succesiunea calculelor de proiectare sau de verificare pentru lagărele radiale hidrodinamice răcite aîtît prin corpul lagărului, cît și prin lubrifiant este prezentată în tabelul 4.8, schema logică a acestor calcule fiind dată în fig. 4.2.

Tabelul 4.8

Succesiunea calculelor pentru lagărele radiale hidrodinamice cu răcire prin lubrifiant și corpul lagărului [9, 22, 36]

Date inițiale: F_r, n, D, $(B/D)^*$, $\eta^*(t)$, ρ^*_{15}, c^*_{15}, t^*_a, modul de ungere*, modul de răcire*

Date alese: ψ_j, $(B/D)_j$, h_a, A_c, K, t_0, t_{in}, t_k, η_k (t_k); $(i, j, k$ sînt indicii corespunzători valorilor alese pentru ψ, B/D și $t)$



A. Stabilirea temperaturilor de echilibru termic

Relațiile de calcul	Recomandări
Presiunile medii $p_{m\,j} = F_r/D^2(B/D)_j$ (4.35) Coeficienții de portanță $C_{p\,ijk} = \eta_k n/p_{mj}\psi_i^2$ (4.36)	Pentru B/D impus, $j = 1$. Uzual $0{,}5 < (B/D)_j < 1$; v. fig. A4-2.

*) Parametrii notați cu asterisc, nu sînt totdeauna impuși, prin tema de proiectare.

Tabelul 4.8 (continuare)

Relațiile de calcul	Recomandări
Puterile consumate prin frecare $P_{f\,ijk} = C_{f\,ijk} F_r \pi D n \psi_i \; 10^{-6}$, (4.37) unde $C_{f\,ijk} = f(C_{p\,ijk}, (B/D)_j)$. Debitele de scăpări de lubrifiant $Q_{ijk} = C_{Q\,ijk} D^3 (B/D)_j n \psi_i \; 10^{-12}$ (4.38) unde $C_{Q\,ijk} = f(C_{p\,ikk}, (B/D)_j)$. Fluxurile de căldură evacuate prin corpul lagărului $P_{c\,k\,max} = A_{c\,max} K_{max} (t_k - t_0)$ $P_{c\,k\,min} = A_{c\,min} K_{min} (t_k - t_0)$ (4.39) Fluxurile de căldură evacuate prin lubrifiant $P_{l\,ijk} = Q_{ijk} c_k \rho_k \Delta t_k$ (4.40) unde $\rho_k \approx \rho_{15} [1 - 6 \cdot 10^{-4} (t_k - 15)]$, (4.41) $c_k \approx 1824 + 4{,}4 (t_k - 15)$, (4.42) $\Delta t_k = 2(t_k - t_{in})$. (4.43) *Determinarea grafică a temperaturilor de echilibru.* Se trasează curbele: $P_{f\,ijk} = f(t_k)$; $P_{l\,ijk} + P_{c\,k\,max} = f(t_k)$ și $P_{l\,ijk} + P_{c\,k\,min} = f(t_k)$ La intersecția curbelor trasate pentru fiecare $(B/D)_j$ și ψ_i rezultă temperaturile de echilibru $t_{ij\,min}$ și $t_{ij\,max}$. În funcție de condițiile de proiectare se vor lua în considerare ambele valori, media valorilor sau una din acestea.	Uzual $0{,}2‰ < \psi_i < 3‰$; $\psi_{i+1} - \psi_i \geq 0{,}2‰$ v. fig. A4-3 și A4-4. Uzual $t_k = 40 \ldots 90°C$; $t_{k+1} - t_k \geq 10$ grd. $\eta_k = f(t_k)$ va fi reprezentată grafic sau tabelar. Pentru $C_{Q\,ijk}$ și $C_{f\,ijk}$ v.fig. A4-6 și A4-7. Pentru A_c și K v. fig. A4-8 și A4-9. Se mai recomandă $A_c = (20 \ldots 35)\ BD \cdot 10^{-6}$. *Observație.* Dacă se cunosc valorile exacți ale parametrilor A_c și K, P_{ck} vor avea cîte o singură valoare. Graficele se vor trasa separat pentru fiecare $(B/D)_j$. *Observație.* Parametrii corespunzători temperaturilor de echilibru t_{ij} vor fi notați cu aceiași indici

B. Calculul parametrilor caracteristici pentru temperaturi de echilibru t_{ij}

Grosimile minime ale filmului de lubrifiant $h_{m\,ij} = \delta_{ij} \psi_i D/2$, (4.44) unde $\delta_{ij} = f(C_{p\,ij}, (B/D)_j)$, iar $C_{p\,ij} = \eta_{ij} n / p_{m\,j} \psi_i^2$. Debitele de scăpări de lubrifiant $Q_{ij} = 6 C_{Q\,ij} D^3 (B/D)_j n \psi_i \; 10^{-8}$ [dm³/min], (4.45) unde $C_{Q\,ij} = f(C_{p\,ij} (B/D)_j)$. Puterile consumate prin frecare $P_{f\,ij}$ sînt determinate grafic odată cu temperaturile de echilibru t_{ij}	δ_{ij}, v. fig. A4-5 $\eta_{ij} = f(t_{ij})$ $C_{Q\,ij}$, v. fig. A4-6

Tabelul 4.8 (continuare)

Relațiile de calcul	Recomandări
C. Alegerea variantei (valorilor) optime	
Se reprezintă grafic parametrii: $h_{m\,ij}$, Q_{ij}, t_{ij}, $P_{f\,ij}$ în funcție de jocul pentru fiecare valoare a raportului $(B/D)_j$. Se trasează pe grafice dreptele corespunzătoare grosimii minime admisibile h_a și temperaturii maxime admise t_a; se determină astfel *intervalul de variație a jocului la cald admisibil și* apoi la temperatura de montaj (20°C), utilizînd relația $\psi_{20} = \psi + k_d (t - 20) \cdot 10^{-3}$, (4.46) în care k_d este un coeficient care ține seama de diferența dintre dilatările fusului și cuzinetului. Se propun diferite ajustaje cu joc standardizate. Se calculează jocurile maxime și minime corespunzătoare; se compară cu intervalul de variație a jocului, la 20°C, admisibil. Se alege ajustajul care satisface cel mai bine cerințele $h_{m\,i} > h_a$; $t_i < t_a$; $Q_i \downarrow$ și $P_{f\,i}$. Se va alege cel mai mic raport $(B/D)_j$, dintre cele care satisfac și celelalte cerințe	h_a, v. fig. A4-10 sau $h_a = R_{z\,fus} + R_{z\,cuz} + y/2$ y fiind săgeata maximă a fusului în lagăr, care nu este luată în considerare pentru cuzineții oscilanți. R_z, conform STAS 5730/2-75. t_a, v. fig. A4-11 sau tabelul A4-15, k_d, v. tabelul A4-16. Ajustajul se alege pentru fiecare $(B/D)_j$. Ajustajele uzuale sînt: H7/g6; H7/f7; H8/f8; H7/e8; H8/d9, etc. *Observație.* La alegerea ajustajului se va ține seama că, datorită uzării, jocul crește în timpul funcționării.

Observații:

1. Pentru proiectare se reține: D, B, h_m, Q, P, t, t_{in}, A_c, K, ajustajul optim, sistemul de ungere, modul de răcire, tipul cuzineților (rigizi sau oscilanți) etc.

2. Dacă uleiul nu este impus, acesta va fi ales utilizînd fig. A4-12 sau tabelul A4-17. Folosind catalogul [37], proiectantul trebuie să-și traseze grafice ca cele din fig. A4-13.

3. Pentru alegerea sistemului de ungere și de răcire v. fig. A4-14.

4. Cînd lagărul este prevăzut cu o instalație de ungere individuală, se trece la proiectarea (alegerea) acesteia; presiunea de alimentare fiind $p_{in} = 1{,}5 \ldots 3$ bar; cunoscînd debitul Q se alege o pompă corespunzătoare; instalația se calculează atît în cazul răcirii naturale, cît și în cazul răcirii forțate.

5. Dacă lagărul are sistem de ungere propriu (încorporat) și răcirea este asigurată numai prin corpul lagărului, atunci în etapa A nu se va mai calcula debitul de scăpări de lubrifiant și nici fluxul de căldură evacuat prin acesta. În aceste condiții, echilibrul termic este realizat prin egalarea puterii consumate prin frecare cu fluxul de căldură evacuat prin corpul lagărului.

6. Lagărul poate prelua și sarcini cu caracter de șoc, prin rezistența hidraulică ce apare la expulzarea lubrifiantului [25]. În acest caz se definește coeficientul de portanță la șoc

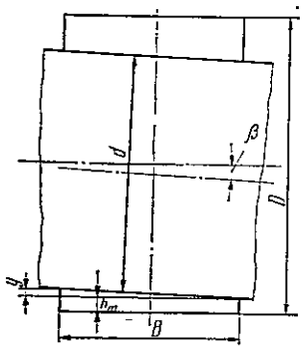
$$C_s = \Delta F_s \psi^2 / BD\eta, \tag{4.47}$$

unde Δ este durata șocului în secunde, iar F_s — forța cu caracter de șoc. Pe durata șocului fusul trece de la excentricitatea ε corespunzătoare sarcinii statice la excentricitatea ε_f. Corelația dintre C_s, ε și ε_f, pentru $B/D > 0{,}5$, este dată în fig. A4-15.
Pentru o bună funcționare se impune ca

$$\varepsilon_f < 1 - 2h_a/\psi D; \tag{4.48}$$

grosimea h_a în acest caz putînd fi mai mică decît pentru sarcini statice.

Tabelul 4.8 (continuare)



7. Rezultatele obținute sînt riguros valabile dacă axele fusului și cuzinetului sînt paralele. Abaterile de la paralelism determină o micșorare a forței portante [17] cu maximum 10% dacă

$$\beta[\text{rad}] \leqslant 0{,}02\,\frac{\psi}{B/D} \tag{4.49}$$

și o scădere cu maximum 30% dacă

$$\beta[\text{rad}] \leqslant 0{,}1\,\frac{\psi}{B/D}. \tag{4.50}$$

Utilizînd cuzineți sau lagăre oscilante aceste micșorări ale forței portante pot fi evitate.

8. Calculul de verificare a lagărului se face parcurgînd aceleași etape ca pentru calculul de proiectare, evident în acest caz numărul parametrilor aleși se reduce, astfel $i = 1$ (dacă se cunoaște jocul real) și $j = 1$.

4.2.2. *Lagărele axiale hidrodinamice*

În cazul lagărelor axiale hidrodinamice, realizarea ungerii hidrodinamice presupune sectorizarea și profilarea adecvată a suprafeței fixe sau executarea unor sectoare mobile (oscilante sau rezemate elastic).

Metoda de calcul prezentată asimilează sectorul real al lagărului axial cu un sector dreptunghiular plan. Ipotezele prezentate mai înainte pentru lagărele radiale rămîn valabile și pentru aceste lagăre. Pentru lagărele axiale de mari dimensiuni sau cu turații ridicate se recomandă lucrările [9, 19, 26, 42].

Succesiunea calculelor pentru lagărele axiale hidrodinamice — cu sectoare plane sau fixe, cu răcire atît prin lubrifiant cît și prin corpul lagărului — este dată în tabelul 4.9.

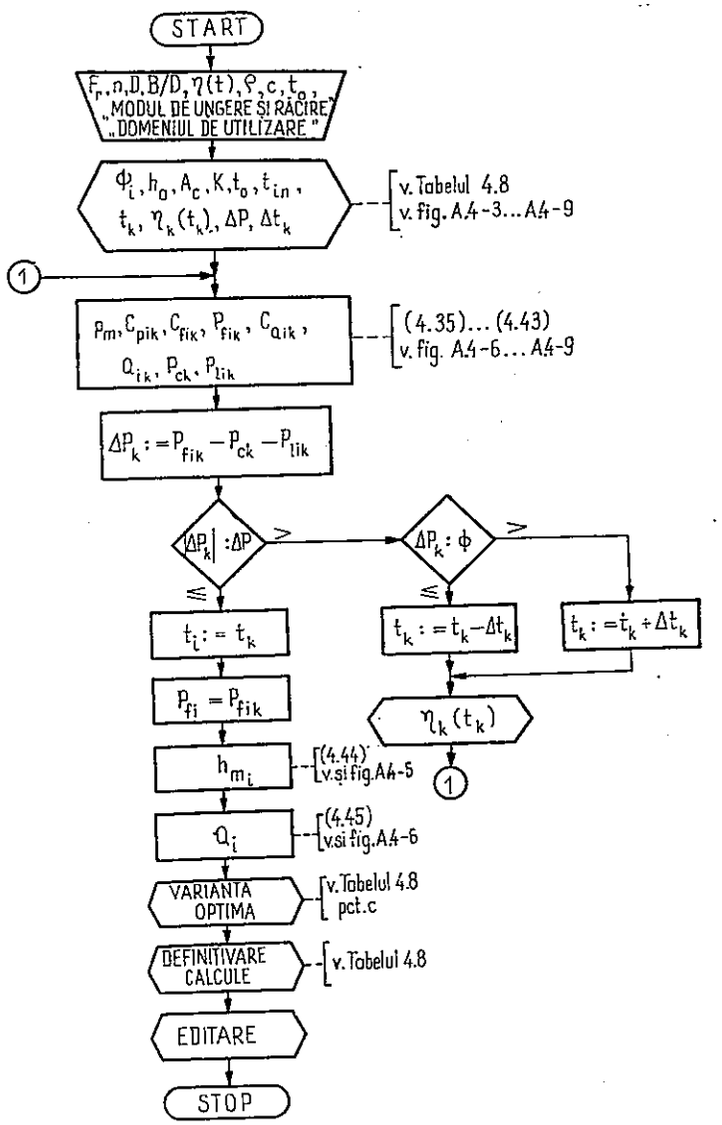

START
$F_r, n, D, B/D, \eta(t), \varrho, c, t_0$, „MODUL DE UNGERE ȘI RĂCIRE" „DOMENIUL DE UTILIZARE"
$\Phi_i, h_0, A_c, K, t_0, t_{in}$, $t_k, \eta_k(t_k), \Delta P, \Delta t_k$
v. Tabelul 4.8 v. fig. A4-3... A4-9
1
$p_m, C_{pik}, C_{fik}, P_{fik}, C_{Qik}$, Q_{ik}, P_{ck}, P_{lik}
(4.35)... (4.43) v. fig. A4-6... A4-9
$\Delta P_k := P_{fik} - P_{ck} - P_{lik}$
$|\Delta P_k| : \Delta P$
$\Delta P_k : \phi$
$t_i := t_k$
$t_k := t_k - \Delta t_k$
$t_k := t_k + \Delta t_k$
$p_{fi} = p_{fik}$
$\eta_k(t_k)$
h_{m_i}
(4.44) v.și fig. A4-5
1
Q_i
(4.45) v.și fig. A4-6
VARIANTA OPTIMA
v. Tabelul 4.8 pct. c
DEFINITIVARE CALCULE
v. Tabelul 4.8
EDITARE
STOP

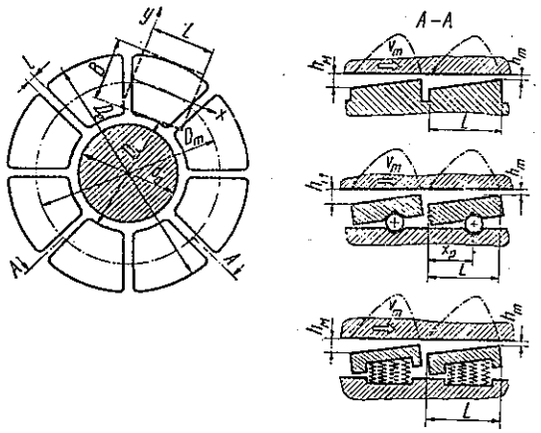
Fig. 4.2. Schema logică pentru calculul lagărelor radiale hidrodinamice.

Tabelul 4.9

Succesiunea calculelor pentru lagărele axiale hidrodinamice cu răcire prin lubrifiant și corpul lagărului [9, 19, 42]

Date inițiale: F_a, n, d_a, D_t, D_e, (B/L) *, z *, η *(t), ρ^*_{15}, c^*_{15}, t^*_a, modul de ungere *, modul de răcire *

Date alese: h_M/h_m, B/L, z, φ, h_a, A_c, t_0, t_{in}, t_k, $\eta_k(t_k)$, (k reprezintă indicele valorilor alese pentru t)



A. Stabilirea temperaturilor de echilibru termic

Relații de calcul	Recomandări
Elemente geometrice:	
$D_t \geqslant d_a + (5 \dots 25)$ mm, pentru $d_a = (25 \dots 450)$ mm (4.51)	$0{,}5 < B/L < 1{,}5$ $6 < z < 18$, pentru z, v. fig. A.4—16
$D_m = (D_t + D_e)/2;$ (4.52)	*Observație.* Mai multe valori pentru aceiași D_t și D_e implică mai multe valori pentru z.
$B = (D_e - D_t)/2;$ (4.53)	$0{,}8 < \varphi < 0.9.$
$L = \pi D_m \varphi/z = \pi D_m/z - l.$ (4.54)	$\eta_k = f(t_k)$ va fi reprezentată grafic sau tabelar.
Viteza periferică medie $v_m = \pi D_m n\ 10^{-3}$ (4.55)	h_M/h_m va fi ales urmărind zonele de minim ale coeficienților C_{ps} și C_{fs}; v. tabelul A.4—18; în general:
Presiunea medie $p_m = F_a/zLB \leftleftharpoons F_a/\pi D_m B\varphi.$ (4.56)	$2 < h_M/h_m < 3$
Grosimea minimă a filmului de lubrifiant	C_{ps}, C_{fs}, C_{Qxs} și C_{Qyx}, v. tabelul A.4—18
$h_{mk} = \sqrt{\eta_k v_m L/p_m C_{ps}},$ (4.57)	
unde $C_{ps} = f(h_M/h_m;\ B/L)$.	
Puterea consumată prin frecare	
$P_{fk} = C_{fs} F_a v_m h_{mk}/L,$ (4.58)	

Tabelul 4.9 (continuare)

Relațiile de calcul	Recomandări
unde $C_{fs} = f(h_M/h_m;\ B/L)$.	$A_c = (14 \dots 20)\pi D_m B\ 10^{-6}$ K, v. fig. A.4—9 și tabelul A.4—14.
Debitul de lubrifiant circumferențial	*Observație.* Dacă se cunosc valorile exacte ale lui A_c și K, P_{ck} va avea o singură valoare.
$Q_{xk} = C_{Qxs} z v_m B h_{mk}\ 10^{-9},$ (4.59)	ρ_k, c_k și Δt_k v. relațiile (4.43), (4.44) și (4.45) din tabelul 4.8
unde $C_{Qxs} = f(h_M/h_m;\ B/L)$.	
Debitul de lubrifiant lateral	
$Q_{yk} = C_{Qys} z v_m B h_{mk}\ 10^{-9},$ (4.60)	
unde $C_{Qys} = f(h_M/h_m;\ B/L)$.	
Fluxurile de căldură evacuate prin corpul lagărului	
$P_{ck\ max} = A_{c\ max} K_{max} (t_k - t_0);$ $P_{ck\ min} = A_{c\ min} K_{min} (t_k - t_0).$ (4.61)	
Fluxurile de căldură evacuate prin lubrifiant	
$P_{lk} = \rho_k c_k (Q_x + Q_y/2)\ \Delta t_k.$ (4.62)	
Determinarea grafică a temperaturilor de echilibru. Se trasează curbele:	*Observație.* Dacă se utilizează i valori pentru h_M/h_m și j valori pentru B/L, atunci temperaturile de echilibru vor fi t_{ij}. În acest caz, se vor trasa separat graficele pentru fiecare B/L.
$P_{fk} = f(t_k);\quad P_{lk} + P_{ck\ max} = f(t_k)$ și $P_{lk} + P_{ck\ min} = f(t_k)$	
La intersecția curbelor rezultă temperaturile de echilibru t_{min} și t_{max} pentru valorile B/L și h_M/h_m alese. În funcție de condițiile de proiectare, se vor lua în considerare ambele valori, media lor sau una dintre acestea.	

B. Calculul parametrilor caracteristici pentru temperatura de echilibru t

Grosimea minimă a filmului de lubrifiant	$\eta = f(t)$
$h_m = \sqrt{\eta\ v_m L/p_m C_{ps}}.$ (4.57′)	
Debitul de scăpări de lubrifiant	
$Q = Q_x + Q_y = 6(C_{Qxs} + C_{Qys}) z v_m B h_m\ 10^{-5}$ [dm³/min]. (4.63)	x_p/L, v. tabelul A. 4—18
Puterea consumată prin frecare P_f este determinată grafic odată cu temperatura de echilibru t.	
Poziția punctului de pivotare pentru lagărul cu sectoare oscilante	
$x_p = L(x_p/L),$ (4.64)	
unde $x_p/L = f(h_M/h_m,\ B/L)$	

Tabelul 4.9 (continuare)

Relații de calcul	Recomandări
C. Alegerea variantei (valorilor) optime	
În cazul în care s-au utilizat i valori h_M/h_m și j valori B/L se reprezintă grafic parametrii $h_{m\,ij}$, Q_{ij}, t_{ij}, P_{fij}, $(x_p/L)_{ij}$ în funcție de h_M/h_m, pentru fiecare B/L. Se trasează pe grafice dreptele corespunzătoare valorilor admisibile h_a și t_a. Se aleg valorile B/L și h_M/h_m care satisfac cel mai bine cerințele: $h_m > h_a$; $t < t_a$; $Q \downarrow$, $P_f \downarrow$. Uneori optimizarea poate urmări și reducerea gabaritului exterior $D_e \downarrow$, dacă acesta nu este impus.	t_a, v. fig. A. 4—11 și tabelul A.4—15 h_a, v. fig. A.4—10, D va fi asimilat cu D_m. În general, valorile lui h_a trebuie să fie mai mari comparativ cu lagărele radiale, datorită neuniformității încărcării și deformabilității sectoarelor.

Observații. 1. Pentru proiectare se reține: D_i, D_e, B, L, l, z, x_p, h_m, Q, P_f, t, t_{in}, A_c, K, tipul sectoarelor (fixe sau oscilante), sistemul de ungere, modul de ungere etc.

2. V. observațiile finale de la lagărele radiale — tabelul 4.8 punctele *1*, *4*, *5* și *8*.

*) Parametrii notați cu asterisc nu sînt impuși totdeauna, prin tema de proiectare.

4.3. Reazeme și lagăre hidrostatice

Ungerea hidrostatică, utilizată atît pentru lagărele radiale sau axiale propriu-zise, cît și la ghidaje sau reazeme, se deosebește de ungerea hidrodinamică prin faptul că portanța se realizează prin introducerea lubrifiantului la o presiune — de ordinul celei determinate de sarcină — pe suprafața cuplei respective [9, 16, 27].

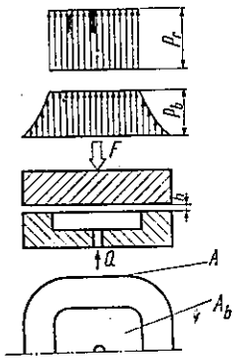
Succesiunea calculelor de proiectare ale unui reazem sau lagăr axial hidrostatic alimentat direct (individual), fără considerarea restrictorului este dată în tabelul 4.10. În tabelele 4.11 și 4.12 este prezentată succesiunea calculelor, în alternativele utilizării unor restrictori capilari sau diafragme (orificii calibrate). Pentru proiectarea lagărelor hidrostatice radiale sau a lagărelor axiale care funcționează la turații însemnate este necesară consultarea lucrărilor [9, 27].

Tabelul 4.10

Succesiunea calculelor pentru reazeme sau lagăre axiale hidrostatice alimentate direct (fără considerarea restrictorului) [27]

Date inițiale: F, n sau v, geometria reazemului și a buzunarului *, A^*, A_0^*, $\eta^*(t)$, ρ_{15}^*, c_{15}^*

Date alese: geometria reazemului și a buzunarului, A, A_b, h, t_{in}, t_k, $\eta_k\,(t_k)$ (k — este indicele valorilor alese pentru t)



A. Stabilirea temperaturii de echilibru termic

Relațiile de calcul	Recomandări
Puterea consumată prin pompare $P_{pk} = a_c F^2 h^3\ 10^{-18}/A^2\eta_k.$ (4.65)	$t_k = (30 \ldots 60)°C$; $t_{k+1} - t_k \geq 10$ grd; $t_{in} = (25 \ldots 50)°C$; $\eta_k = f(t_k)$.
Puterea consumată prin frecare $P_{fk} \approx (A - A_b)\eta_k v^2\ 10^6/h;$ (4.66)	
pentru un reazem circular cu mișcare de rotație, unde v este viteza medie pe praguri $v = \pi D_m n\ 10^{-3}.$ (4.67)	a_c și a_q, v. fig. A.4—17 ... A.4—21 și tabelul A. 4—19. P_{fk}, v. tabelul A.4—20. ρ_k, c_k, v. relațiile (4.43) și (4.44) (v. tabelul 4.8) *Observație.* Uzual, fluxul de căldură evacuat prin corpul lagărului (reazemului) nu va fi considerat
Debitul de lubrifiant $Q_k = a_q F h^3\ 10^{-18}/A\eta_k.$ (4.68)	
Fluxul de căldură evacuat prin lubrifiant $P_{lk} = 2Q_k\rho_k c_k(t_k - i_{in})$ (4.69)	
Determinarea grafică a temperaturii de echilibru. Se trasează curbele $P_{pk} + P_{fk} = f(t_k);\ P_{lk} = f(t_k);$	
La intersecția curbelor rezultă temperatura de echilibru t, puterea totală consumată P și respectiv, P_p și P_f	

Tabelul 4.10 (continuare)

B. Calculul parametrilor caracteristici pentru temperatura de echilibru t

Relațiile de calcul	Recomandări
Presiunea necesară pentru ridicare (pornire) $p_r = F\ 10^{-5}/A_b.$ (4.70)	a_p și a_q, v. fig. A.4—17 ...A 4—21 și tabelul A. 4—19.
Presiunea de alimentare în condiții normale (presiunea în buzunar) $p_b = F\ 10^{-5}/a_p A.$ (4.71)	$\eta = f(t)$
Debitul de lubrifiant $Q = a_q F h^3 10^{-16}/A\eta,$ (4.72)	
sau $Q = 6\, a_q F h^3\ 10^{-14}/A\eta$ [dm³/min] (4.72′)	
Puterile consumate prin pompare P_p și prin frecare P_f precum și temperatura t sînt determinate din etapa anterioară	

C. Alegerea variantei optime

a. Parametrii susceptibili optimizării sînt: geometria reazemului și a buzunarului, grosimea filmului de lubrifiant, lubrifiantul folosit și temperatura de funcționare, în măsura în care nu sînt impuși prin tema de proiectare. Pentru geometria reazemelor și lagărelor axiale vor fi consultate fig. A. 4—17 ... A. 4—2 și tabelul A. 4—19.

b. *Criteriile de optimizare pot fi:* gabarit minim ($A \downarrow$); putere consumată minimă ($P \downarrow$); debit de lubrifiant scăzut ($Q \downarrow$); rigiditate maximă a filmului de lubrifiant ($S \uparrow$). În vederea aplicării acestor criterii se vor trasa graficele acestor mărimi în funcție de parametrii susceptibili optimizării.

c. Aplicarea acestor criterii conduc, adesea, la concluzii contradictorii, opțiunea finală depinzînd de domeniul de utilizare și condițiile de execuție.

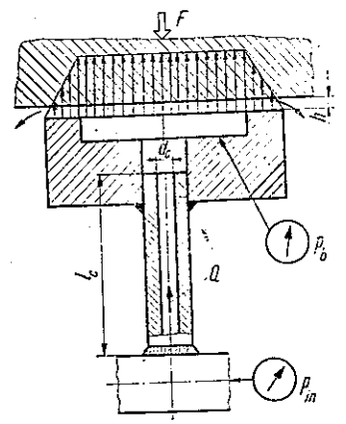
Observații 1. Se reține: geometria reazemului și a buzunarului, A, A_b, h, p_r, p_b, Q, η, t, P_p, P_f.

2. Se trece la alegerea sau proiectarea instalației de alimentare cu lubrifiant [3, 20]; instalația se calculează atît în condițiile răcirii naturale cît și în cele ale răcirii forțate.

*) Parametrii notați cu asterisc nu sînt totdeauna impuși prin tema de proiectare.

Tabelul 4.11

Relațiile de calcul specifice lagărelor axiale și reazemelor hidrostatice prin restrictori capilari [27]



Notă. Succesiunea calculelor este, principial, aceeași ca în cazul alimentării directe.

Date inițiale: v. tabelul 4.10.

Date alese: aceleași ca în tabelul 4.10, în plus p_{in}, d_c.

Relațiile de calcul	Recomandări
Verificarea presiunii de alimentare $p_{in} \geq p_r$. Verificarea caracterului laminar al curgerii $\mathrm{Re} = 4\rho Q/\pi d_c \eta\, 10^{-3} < 2\,000.$ (4.73)	p_r, v. (4.70), Q, v. (4.72);
Constanta restrictorului capilar $k_c = Q\eta/(p_{in} - p_b)\ 10^5.$ (4.74)	p_b, v. (4.71);
Lungimea restrictorului $l_c = \pi d_c^4/128\ k_c\ 10^9.$ (4.75)	$d_c \geq 0{,}6$ mm;
Verificarea lungimii restrictorului $l_c > 20\, d_c.$	$\bar{p}_b = (0{,}4 \ldots 0{,}7)$ v. fig. A.4—22;
Presiunea relativă, din buzunar $\bar{p}_b = p_b/p_{in} = F\ 10^{-5}/A a_p p_{in}.$ (4.76)	a_p, a_q, a_c, v. fig. A. 4—17 ... A. 4—21 și tabelul A. 4—19;
Grosimea filmului de lubrifiant $h = 10^{-6}\, k_h \sqrt[3]{k_c/a_p a_q},$ (4.77)	k_h, k_q, k_p, v. fig. A. 4-22
unde $k_h = \sqrt[3]{(1 - \bar{p}_b)/\bar{p}_b}.$ (4.78)	
Debitul de lubrifiant $Q = 10^5 k_q k_c p_{in}/\eta,$ (4.79)	
sau $Q = 6 \cdot 10^9 k_q k_c p_{in}/\eta$ [dm³/min], (4.79′)	
unde $k_q = 1 - \bar{p}_b.$ (4.80)	

Tabelul 4.11 (continuare)

Relațiile de calcul		Recomandări
Puterea consumată prin pompare		P_f, v. (4.66) și tabelul A. 4—20
$P_p = 10^{10} k_p k_c p_{in}^2/\eta,$	(4.81)	
unde $k = (1 - \bar{p}_b)\,\bar{p}_b.$	(4.82)	
Rigiditatea filmului de lubrifiant		
$S = 10^{-1} k_s A a_p p_{in} \sqrt[3]{a_p a_q/k_c},$	(4.83)	
unde $k_s = 3(1 - \bar{p}_b)^{2/3} \bar{p}_b^{4/3},$	(4.84)	
sau $S = 3F(1 - \bar{p}_b)/h$	(4.85)	

Observații. 1. Se recomandă un calcul preliminar fără considerarea restrictorului, urmînd a se alege presiunea de alimentare p_{in}, se va determina constanta restrictorului k_c și se va stabili domeniul de variație a $\bar{p}_b$ în cazul variației forței F.

2. Presiunea de alimentare p_{in} și constanta k_c reprezintă parametrii suplimentari de optimizare.

3. Optimizarea este *strict condiționată* de cunoașterea sistemului format din instalația de alimentare și ansamblul reazemelor alimentate de aceasta.

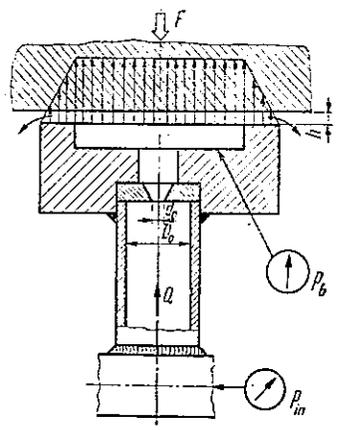
Tabelul 4.12

Relațiile de calcul specifice lagărelor axiale și reazemelor hidrostatice alimentate prin restrictori tip diafragmă [27]

Vezi nota de la tabelul 4.11

Date inițiale: v. tabelul 4.10

Date alese: aceleași ca în tabelul 4.10, în plus, p_{in}.



Tabelul 4.12 (continuare)

Relațiile de calcul		Recomandări
Verificarea presiunii de alimentare $p_{in} > p_r$		
Constanta restrictorului tip diafragmă		
$k_0 = Q/\sqrt{2(p_{in} - p_b)\,10^5}.$	(4.86)	
Diametrul orificiului calibrat		
$d_0 \approx 1{,}46 \cdot 10^3 \sqrt{k_0 \rho^{1/2}},$	(4.87)	
dacă $\mathrm{Re} = d_0 \sqrt{2\rho(p_{in} - p_b)\,10^{-1}/\eta} > 15$	(4.88)	p_r, v. (4.70); p_b, v. (4.71); Q, v. (4.72).
și $d_0 \approx 2{,}52 \cdot 10^3 \sqrt{k_0 \rho^{1/2}/(\mathrm{Re})^{1/2}},$	(4.89)	
dacă $\mathrm{Re} < 15.$		$D_0 > 10\,d_0$; $d_0 > 0{,}5$ mm.
Presiunea relativă din buzunar		
$\bar{p}_b = p_b/p_{in} = F\,10^{-5}/A a_p p_{in}.$	(4.76)	$\bar{p}_b = 0{,}5 \ldots 0{,}7$, v. fig. A.4—23
Grosimea filmului de lubrifiant		
$h = 10^5 k_h \sqrt{k_0 \eta/a_p a_q}\,\sqrt[6]{10/p_{in}},$	(4.90)	a_p, a_q, a_c, v. fig. A. 4—17 ... A. 4—21 și tabelul A. 4—19
unde $k_h = \sqrt[6]{2(1 - \bar{p}_b)}\,\sqrt[3]{1/\bar{p}_b}.$	(4.91)	k_h, k_q, k_p, v. fig. A.4—23.
Debitul de lubrifiant		
$Q = 10^3 k_q k_0 \sqrt{10\,p_{in}},$	(4.92)	P_f, v. (4.66) și tabelul A.4—20
sau $Q = 6 \cdot 10^6 k_q k_0 \sqrt{10\,p_{in}}$ [dm³/min],	(4.92′)	
unde $k_q = \sqrt{2(1 - \bar{p}_b)}.$	(4.93)	
Puterea consumată prin pompare		
$P_p = 10^7 k_p k_0 p_{in} \sqrt{10\,p_{in}},$	(4.94)	
unde $k_p = \bar{p}_b \sqrt{2(1 - \bar{p}_b)}.$	(4.95)	
Rigiditatea reazemului (filmului de lubrifiant)		
$S = k_s A a_p p_{in} \sqrt[3]{a_p a_q/k_0 \eta}\,\sqrt[6]{10^{-1} p_{in}},$	(4.96)	
unde $k_s = 3\,\bar{p}_b^{\,4/3}[2(1 - \bar{p}_b)]^{5/6}/(2 - \bar{p}_b),$	(4.97)	
sau $S = 6F(1 - \bar{p}_b)/h(2 - \bar{p}_b)$	(4.98)	

V. observațiile de la tabelul 4.11.

4.4. Soluții constructive

În fig. 4.3 sînt schițate tipurile de bază de cuzineți, gen bucșă monobloc, iar în fig. 4.4. bucșele înfășurate cu pereți subțiri. Semicuzineții radiali cu pereți subțiri sînt prezentați în fig. 4.5 iar cuzineții axiali cu pereți subțiri în fig. 4.6. Suprafețele de alunecare pot avea imprimări sferice de felul celor schițate în fig. 4.6, *h*.

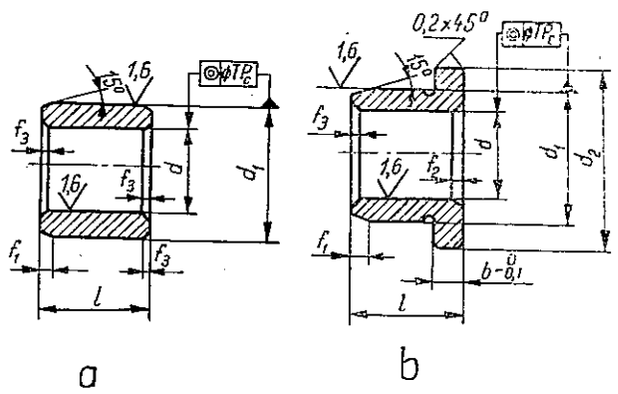


Fig. 4.3. Bucșe monobloc (STAS 772-68)
a — fără guler; *b* — cu guler.

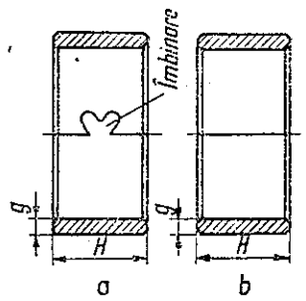


Fig. 4.4. Bucșe înfășurate cu pereți subțiri (STAS 9474-78)
a — bucșe îmbinate cu cheie tip V; *b* — bucșe neîmbinate.

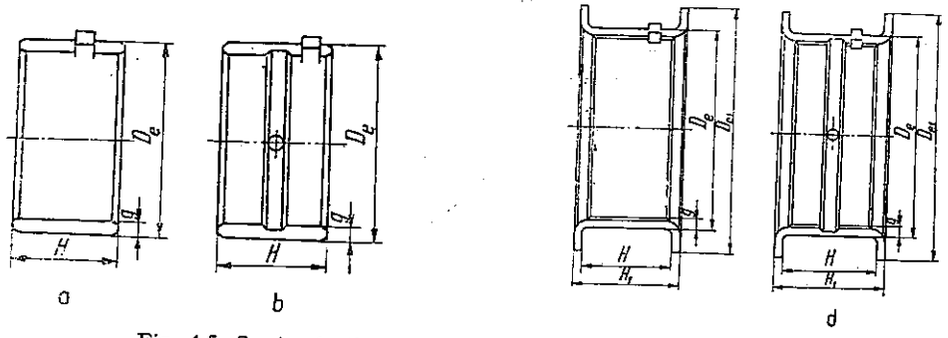


Fig. 4.5. Semicuzineți radiali cu pereți subțiri (STAS 9715-77)
a — fără gulere și canal de ungere; *b* — fără gulere, cu canal de ungere; *c* — cu gulere și fără canal de ungere; *d* — cu gulere și cu canal de ungere.

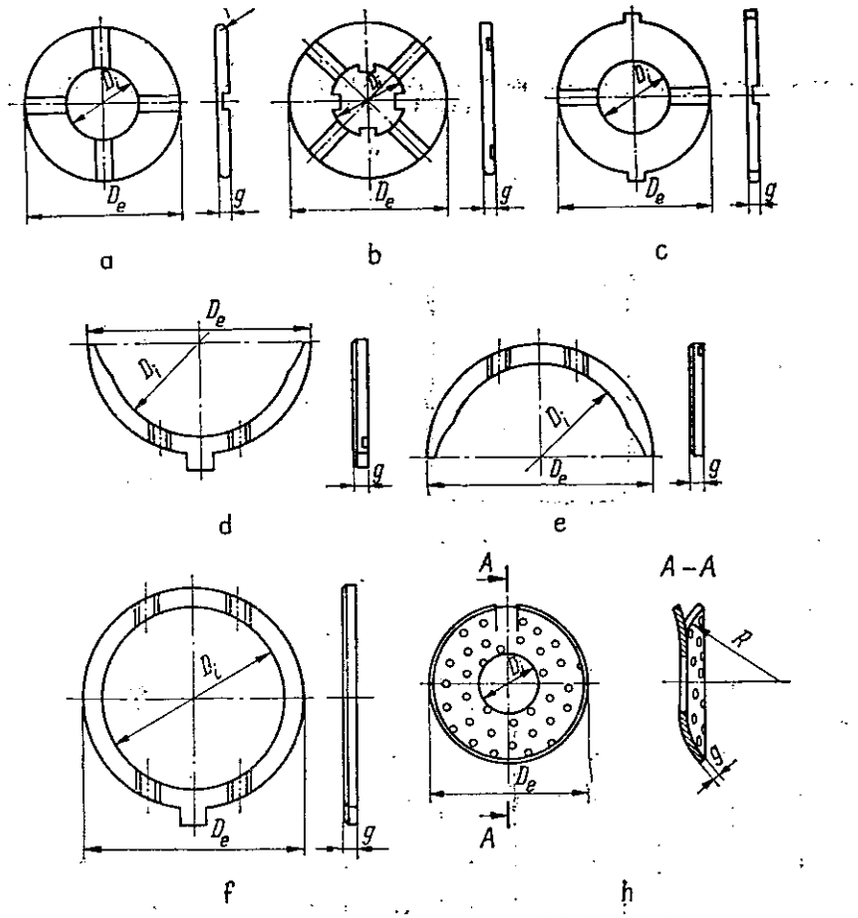


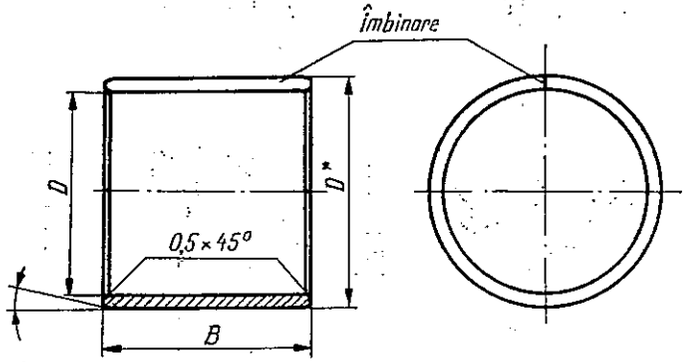
Fig. 4.6. Cuzineți axiali cu pereți subțiri (STAS 9814-78)
a — rondelă plană fără pinteni de fixare; *b* — rondelă plană cu pinteni de fixare interiori; *c* — rondelă plană cu pinteni de fixare exteriori; *d* — semiinel plan cu pinten; *e* — semiinel plan fără pinten; *f* — inel axial plan cu pinten; *h* — rondelă sferică cu pinten.

Dimensiunile principale ale unor cuzineți radiali și axiali cu pereți subțiri tip DU și DX, fabricați de firma GLACIER [40, 43] sînt date în tabelele 4.13 ... 4.15.

În fig. 4.7 sînt schițate opt alternative de fixare axială și de împiedicarea rotirii pentru bucșele monolit metalice sau nemetalice [2]. Bucșele cu pereți subțiri se vor monta într-un alezaj prelucrat în cîmpul de toleranță H 7. În [21] se recomandă pentru fixarea bucșelor cu pereți subțiri soluțiile din fig. 4.8. Pentru fixarea cuzineților axiali neprevăzuți cu pinteni în aceeași lucrare se indică soluțiile din fig. 4.9, prin utilizarea știfturilor. Principalele soluții de ungere ale lagărelor radiale sînt prezentate în fig. 4.10 [22].

Tabelul 4.13

Dimensiunile principale, în mm, ale cuzineților radiali (bucșe înfășurate) tip DU fabricate de firma GLACIER [40]

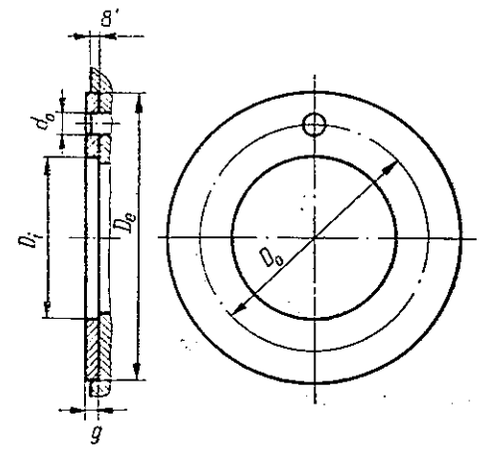


D	D*	B	D	D*	B	D	D*	B
4	5,5	4; 6	20	23	15; 25; 30	60	65	40; 60
5	7	5; 8; 10	22	25	15; 20; 25	65	70	
6	8	6; 10	24	27	15; 20; 25; 30	70	75	40; 80
8	10	8; 12	25	38	15; 25; 30	75	80	
10	12	10; 15; 20	30	34	20; 30; 40	80	85	
12	14	15; 20	35	39	20; 30; 50	85	90	
14	16	15; 20	40	44	20; 30; 50	90	95	40; 90
15	17	15; 25	45	50	30; 50	100	105	50; 95
16	18	15; 20; 25	50	55	40; 60	110	115	
18	20	15; 20; 25	55	60	40; 60	120	125	

Observație: Cuzineții urmează să fie finisați după montaj; cîmpurile de toleranțe recomandate pentru fus și alezaj nu sînt cele standardizate; v. [40].

Tabelul 4.14

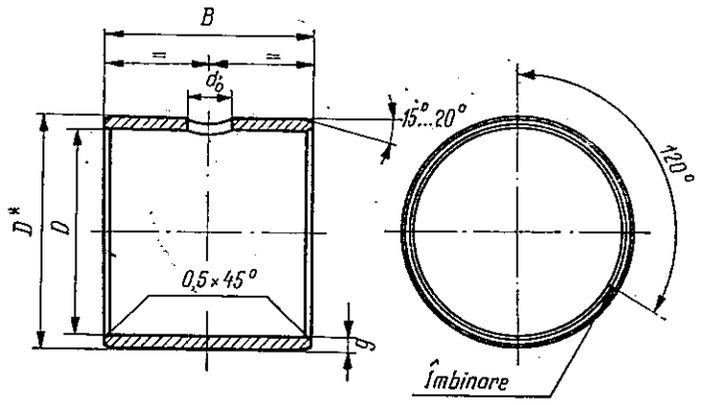
Dimensiunile principale, în mm, ale cuzineților axiali, tip DU și DX fabricați de firma GLACIER [40, 43]



D_i	D_e	g	g'	D_o	d_o
$12^{+0,250}$	$24_{-0,250}$	$1,5^{+0,071}$	$1\ ^{+0,200}_{-0,050}$	$18\ ^{+0,012}_{-0,012}$	$1,5\ ^{+0,375}_{+0,125}$
$14^{+0,250}$	$26_{-0,250}$			$20\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$16^{+0,250}$	$30_{-0,250}$			$22\ ^{+0,012}_{-0,012}$	$2\ ^{+0,375}_{+0,125}$
$18^{+0,250}$	$32_{-0,250}$			$25\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$20^{+0,250}$	$36_{-0,250}$			$28\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$22^{+0,250}$	$38_{-0,250}$			$30\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$24^{+0,250}$	$42_{-0,250}$			$33\ ^{+0,012}_{-0,012}$	$3\ ^{+0,375}_{+0,125}$
$26^{+0,250}$	$44_{-0,250}$			$35\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$28^{+0,250}$	$48_{-0,250}$			$38\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$32^{+0,250}$	$54_{-0,250}$			$43\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$38^{+0,250}$	$62_{-0,250}$			$50\ ^{+0,012}_{-0,012}$	$4\ ^{+0,375}_{+0,125}$
$42^{+0,250}$	$66_{-0,250}$			$54\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$48^{+0,250}$	$74_{-0,250}$	$2,5\ ^{+0,103}_{+0,023}$	$1,5\ ^{+0,200}_{-0,050}$	$61\ ^{+0,012}_{-0,012}$	
$52^{+0,250}$	$78_{-0,250}$			$65\ ^{+0,012}_{-0,012}$	

Tabelul 4.15

Dimensiunile principale, în mm, ale cuzineților radiali (bucșe înfășurate) tip DX fabricați de firma GLACIER [43]



D	D*	g	d_0	B	D	D*	g	d_0	B
10	12	$1^{+0,108}_{+0,082}$	4	10;15;20	40	44	$2^{+0,108}_{+0,072}$	8	20;30;50
12	14			15;20	45	50			30;50
14	16			15;20	50	55			
15	17			15;25	55	60			40;60
16	18			15;20;25	60	65			
18	20			15;20;25	65	70			
20	23	$1,5^{+0,108}_{+0,076}$	6	15;25;30	70	75	$2,5^{+0,134}_{+0,068}$	9,5	40;80
22	25			15;20;25	75	80			
24	27			15; 20;25;30	80	85			
25	28			15;25;30	85	90			40;90
30	34	$2^{+0,108}_{+0,072}$		20;30;40	90	95			50;95
35	39			20;30;50	100	105			

Observații: 1. Cîmpurile de toleranțe recomandate sînt: — pentru diametrul D^* al alezajului carcasei, H7; — pentru diametrul d al fusului a8 în cazul cuzineților gata finisați, e8 pentru cuzineții finisați la montaj care lucrează la turații scăzute și d8 pentru cuzineții finisați la montaj care lucrează la turații ridicate; — pentru diametrul interior D al cuzinetului H7 în cazul în care finisarea se execută la montaj.

2. Toleranțele grosimii peretelui g se referă la cuzineții gata finisați.

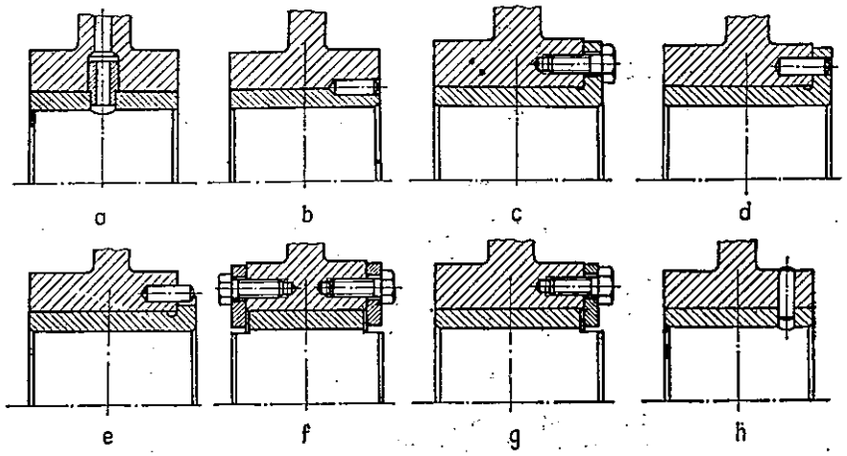


Fig. 4.7. Soluții de fixare a bucșelor monobloc [21]

a — cu știft tubular montat în orificiul de ungere; *b* — cu știft dispus axial; *c* — cu șurub montat în guler; *d* și *e* — cu știft dispus în guler; *f* — cu două piese de blocare fixate cu șuruburi; *g* — cu o piesă de blocare fixată cu șurub la o bucșă cu guler; *h* — cu știft dispus radial.

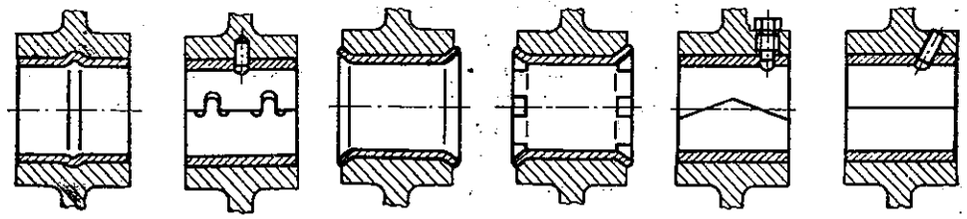


Fig. 4.8. Soluții de fixare a bucșelor cu pereți subțiri [21].

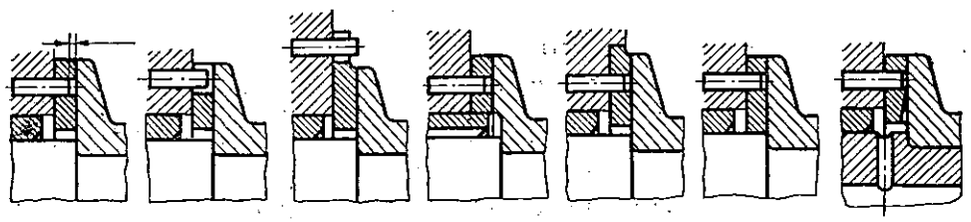


Fig. 4.9. Soluții de fixare a cuzineților axiali fără pinteni [22].

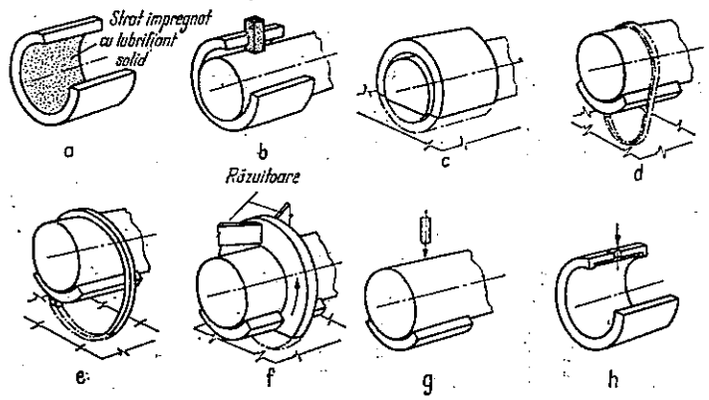


Fig. 4.10. Soluții de ungere ale lagărelor radiale [22]
a — cuzinet autolubrifiat; *b* — prin fitil; *c* — prin imersare; *d* — cu lanț; *e* — cu inel; *f* — cu disc; *g* — prin stropire; *h* — sub presiune.

Modificările constructive ale cuzineților radiali cerute de prezența inelelor de ungere sînt schițate în fig. 4.11. Dimensiunile inelelor de ungere sînt stabilite prin STAS 773-77. Ungerea cu disc se poate face în multe variante constructive (fig. 4.12—4.14). Soluțiile constructive din fig. 4.13 permit sporirea și evaluarea prin calcul a debitului de lubrifiant transportat [11, 12]. Pentru ungerea lagărelor broșelor mașinilor de găurit și rectificat care funcționează la turații de 700—3 800 rot/min, firma Gleitlager-G.m.b.H. din Göttingen utilizează soluția din fig. 4.14 [45].

Indicații privind construcția canalelor de ungere executate în zona neportantă a cuzineților radiali pentru lagăre alimentate printr-un circuit exterior sînt date în fig. 4.15 [32]. În fig. 4.16 este schițată geometria canalelor de ungere utilizată pentru lagărele hibride, care la pornire și la oprire funcționează cu portanță hidrostatică, iar în regim normal sînt hidrodinamice [29].

În fig. 4.17 sînt exemplificate o serie de greșeli care se pot face la proiectarea lagărelor radial-axiale ale unui rotor [39]; În aceeași figură este schițată și o alternativă de proiectare corectă.

Lagărele radiale cu mai multe zone portante cu geometrie fixă sînt schițate în fig. 4.18, *a* și *b* [9]. Un lagăr cu zone portante multiple realizate prin sectoare oscilante este arătat în fig. 4.19 [44]; firma GLACIER îl produce în 51 de tipodimensiuni pentru diametre $D = (50 \dots 300)$ mm. La turații ridicate este utilizată soluția lagărelor cu bucșă flotantă (fig. 4.20). Pentru calculul lagărelor schițate în fig. 4.18—4.20 se recomandă lucrarea [9].

Lagăre cu alunecare încorporate sau în construcție independentă de ansamblul din care fac parte sînt prezentate în fig. 4.21—4.27. Lagărele tipizate din fig. 4.24—4.26, proiectate și fabricate recent, au diametre între 60 și 1120 mm și sînt destinate să lucreze la turații pînă la 20 000 rot/min și să preia sarcini radiale pînă la 10^6 N [14].

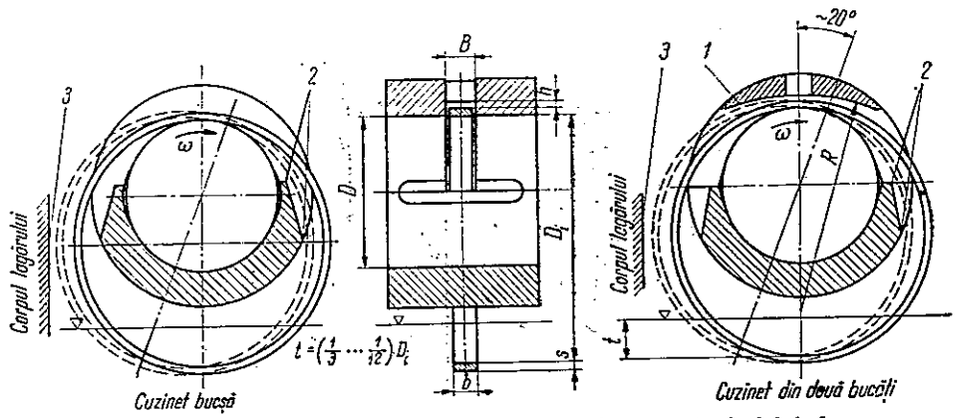
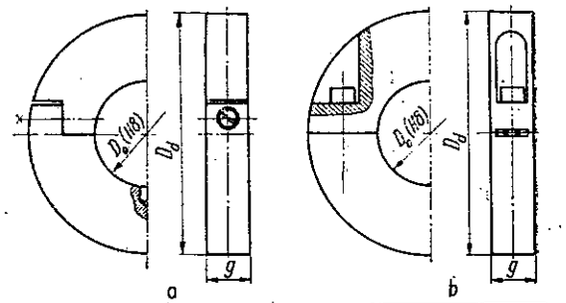


Fig. 4.11. Modificări constructive ale cuzineților cerute de prezența inelului de ungere; cu cifrele *1* ... *3* s-au notat zonele unde trebuie evitată atingerea cuzinetului, respectiv a corpului lagărului de către inel [22].



D_1, mm	35	40	45	50	55	60	70	80	90	100	110	125	140	160	180
D_0, mm	80	85	100		110		125	135	160	160		220		245	
g, mm	14		16		16		20			25		25			

Fig. 4.12. Discuri de ungere demontabile utilizate de firma FLENDER [46].

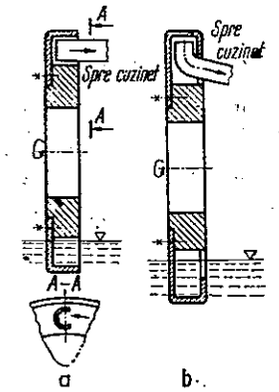


Fig. 4.13. Discuri de ungere cu inel de lichid [22].

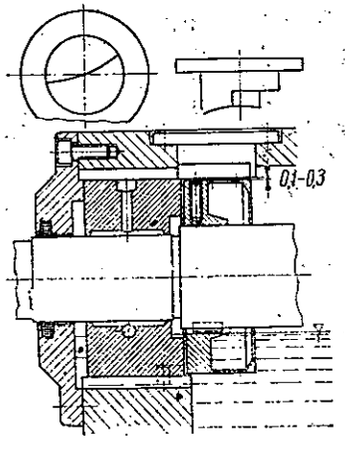


Fig. 4.14. Soluție de ungere cu disc a unui lagăr radial [45].

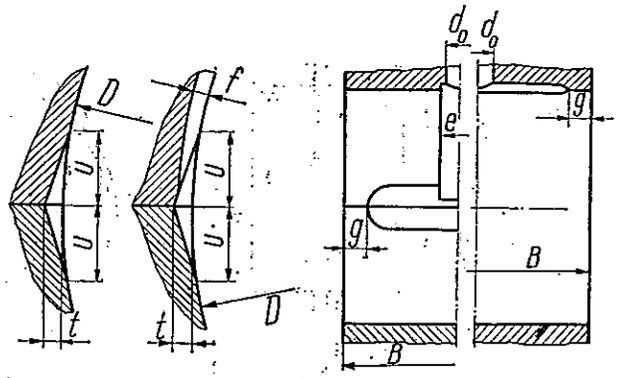


Fig. 4.15. Geometria recomandată pentru canalele de ungere executate în zona neportantă a cuzineților radiali [32]

D,mm	— 60	61 — 80	81 — 90	91 — 110	111 — 140	141 — 180	181 — 260
t, mm	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4
f, mm	1,5	1,5	2	2	2,5	2,5	2,5
u, mm	4,5	6	7,5	9	10,5	12	15
e, mm	6	8	10	12	14	16	20

Observație. $d_0 = (0{,}1 \ldots 0{,}2)\, D$; $g = (0{,}05 \ldots 0{,}1)\, B$

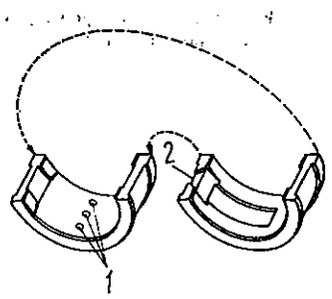


Fig. 4.16. Semicuzineți pentru lagăre cu „lift hidrostatic" [29]

1 — zona de alimentare cu lubrifiant în regim hidrostatic (la pornirea și oprirea lagărului); *2* — zona de alimentare cu lubrifiant în regim hidrodinamic.

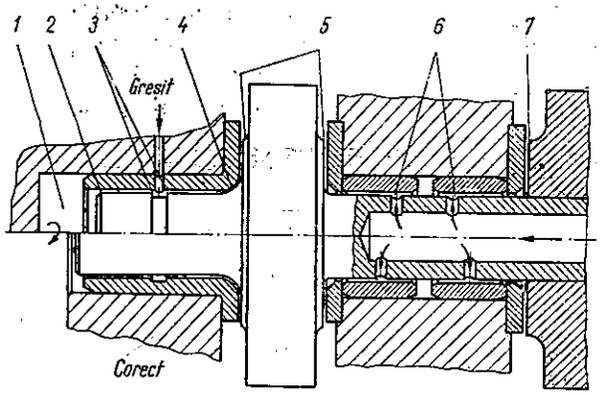


Fig. 4.17. Greșeli constructive posibile la proiectarea lagărelor radiale și axiale ale unui rotor [39]; greșelile sînt localizate prin cifrele *1* ... *7*; în partea de jos este schițată o alternativă de proiectare corectă.

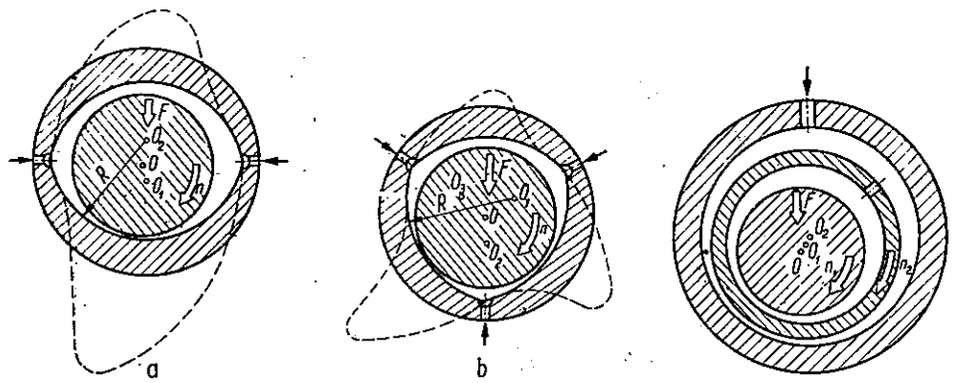


Fig. 4.18. Lagăre radiale cu zone portante multiple cu geometrie fixă (lagăre cu lobi) [9]:

a — lagăr cu două zone portante (lagăre lămîie); *b* — lagăr cu trei zone portante.

Fig. 4.20. Lagăr radial cu bucșă flotantă, recomandat pentru turații ridicate [9].

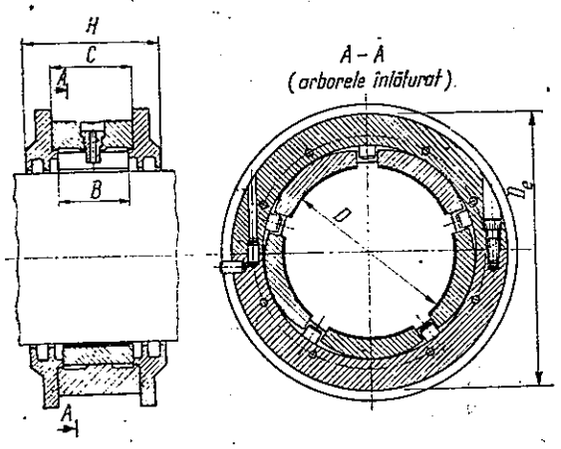


Fig. 4.19. Lagăr radial cu sectoare oscilante, tipizat de firma GLACIER [42]

D, mm	B, mm	D_e, mm	C, mm	H, mm
50	20	95	25	42
100	40	177	46	72
200	80	336	88	132
300	120	482	130	192

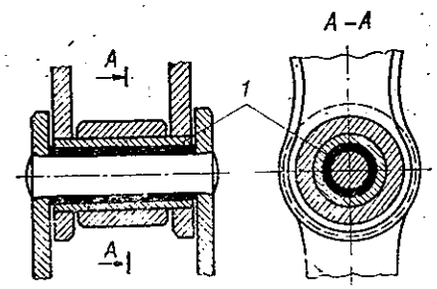


Fig. 4.21. Utilizarea bucșelor din materiale plastice la lanțuri pentru transmisii [31]:

1 — bucșă din material plastic.

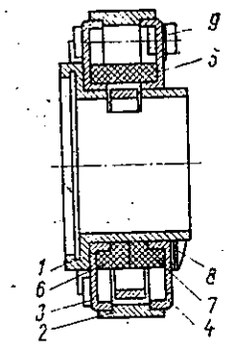


Fig. 4.23. Lagăr radial compact și silențios, uns cu inel, care se poate încorpora în batiul utilajului lăgăruit [35]

1 — cuzinet; *2* — corp inelar; *3* și *4* — părți laterale; *5*, *6* și *7* — elemente din material plastic; *8* — vizor; *9* — orificiu de alimentare și aerisire.

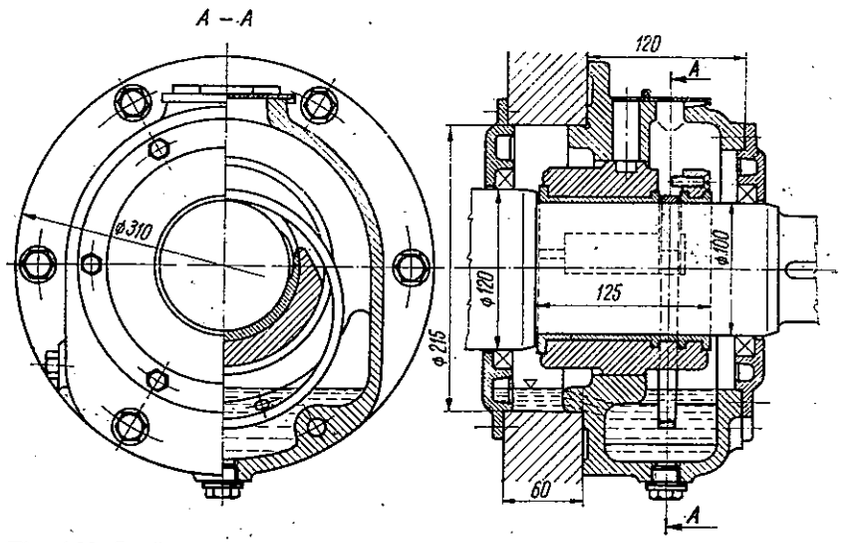


Fig. 4.22. Lagăr radial flanșat, de construcție independentă, uns cu inel [32, 33].

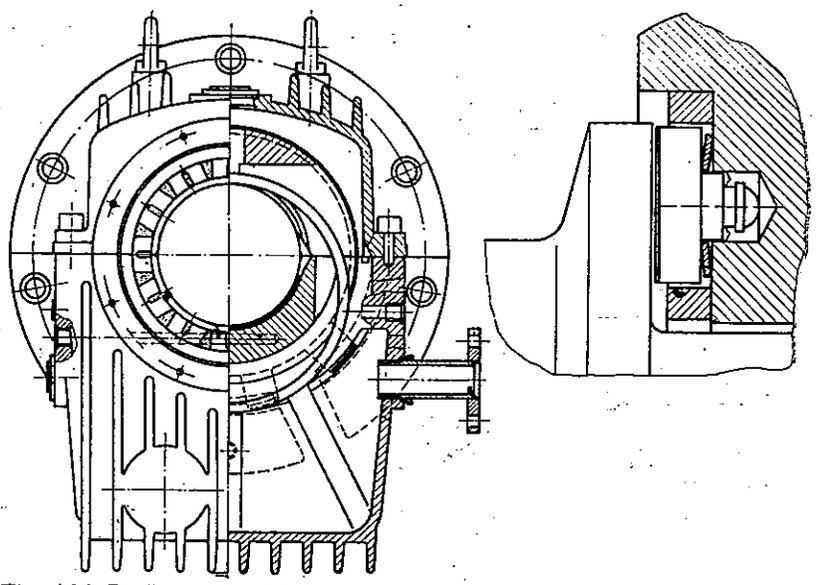


Fig. 4.24. Lagăr radial-axial flanșat, de construcție independentă, uns cu inel; sarcina axială este preluată prin sectoarele oscilante prezentate în detaliu [14]. Se remarcă nervurarea carcasei pentru intensificarea răcirii naturale sau forțate.

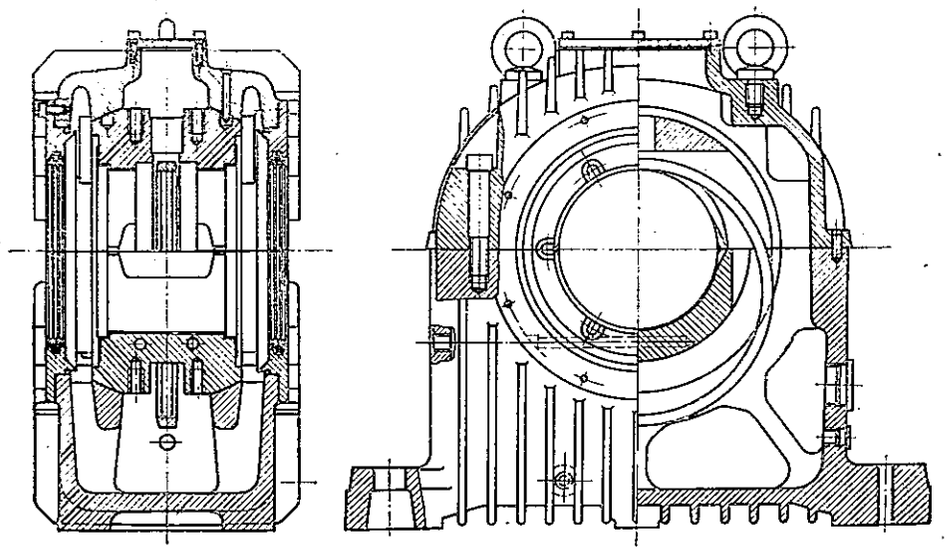


Fig. 4.25. Lagăr radial de construcție independentă uns cu inel, cu cuzinet oscilant și carcasă nervurată pentru intensificarea răcirii [14].

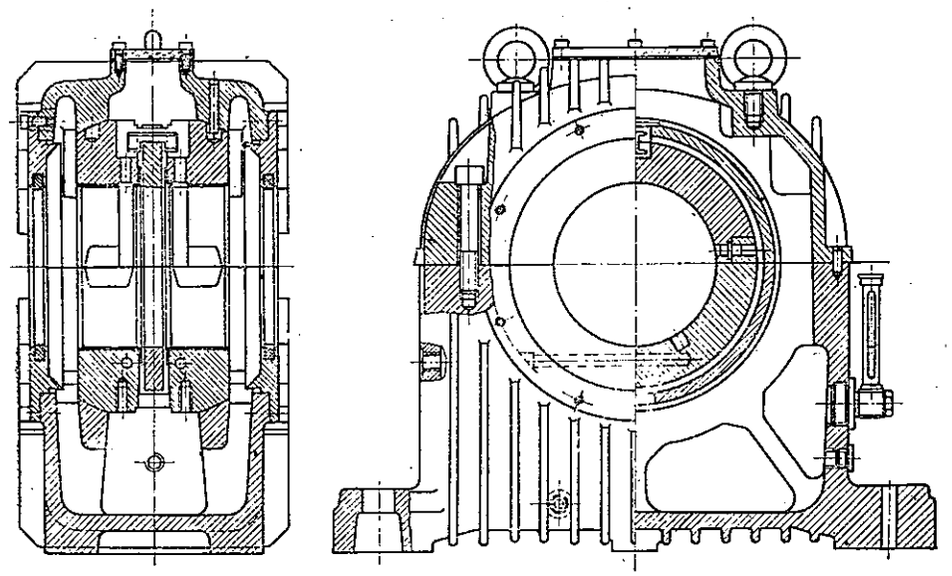


Fig. 4.26. Lagăr radial de construcție independentă uns cu disc, cu cuzinet oscilant și carcasă nervurată pentru intensificarea răcirii [14].

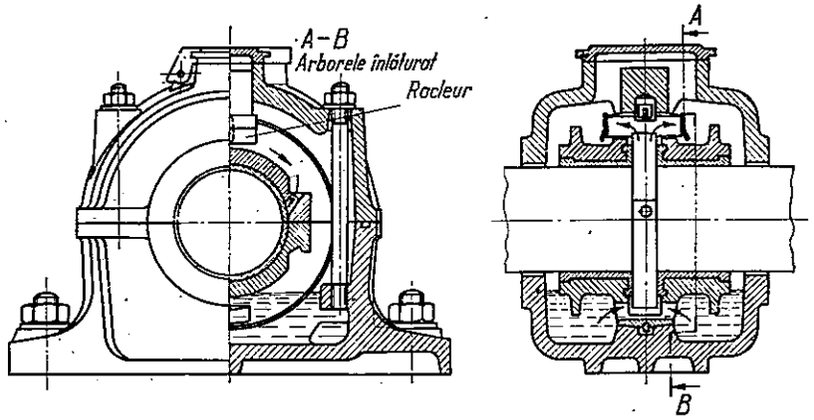


Fig. 4.27. Lagăr radial de construcție independentă uns cu disc și cuzinet rigid [16, 32, 33, 46].

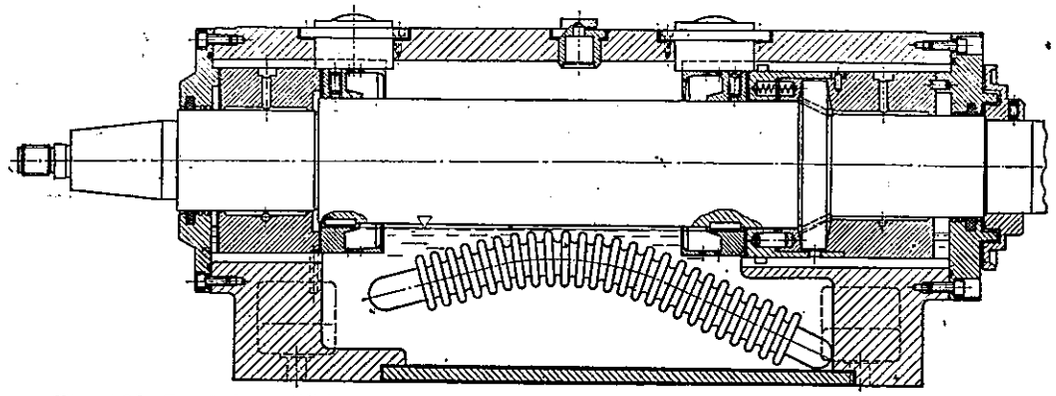


Fig. 4.28. Broșă de rectificat pentru turații medii, echipată cu lagăre radiale și axiale cu zone portante multiple unse cu disc [45].

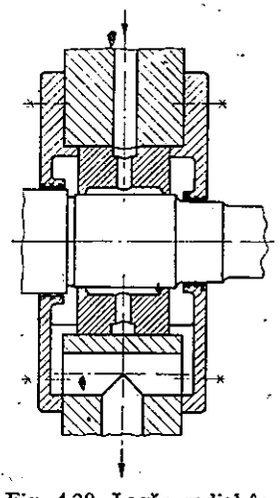


Fig. 4.29. Lagăr radial încorporat, cu zone portante multiple, uns prin circuit de ungere exterior [45].

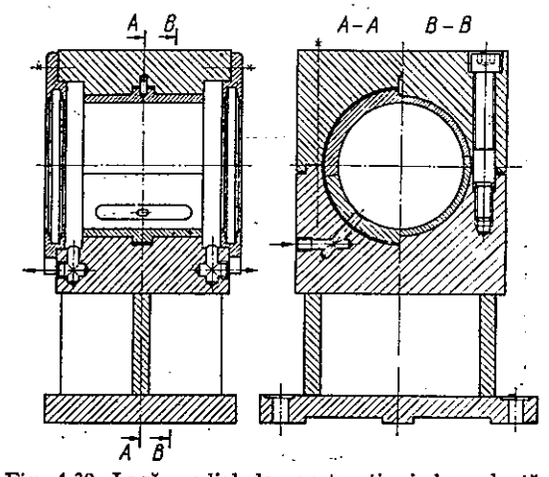
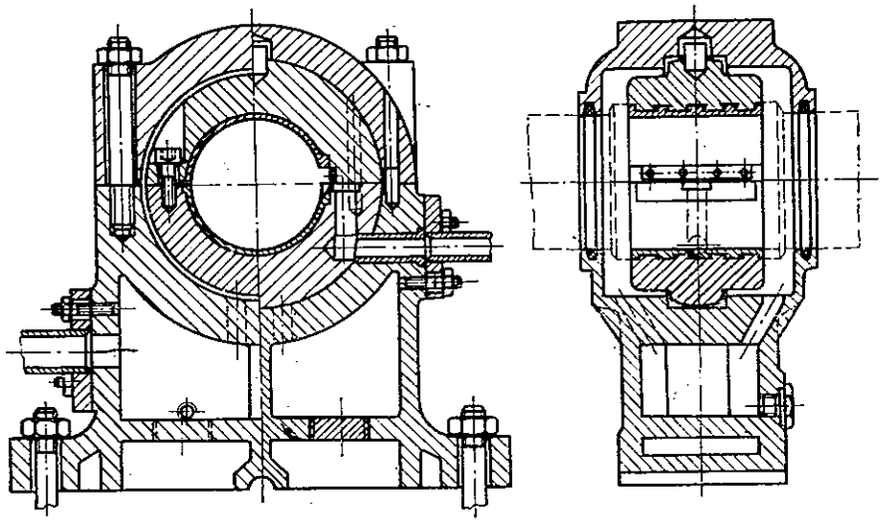


Fig. 4.30. Lagăr radial de construcție independentă, cu cuzinet rigid, în construcție sudată, uns prin circuit de ungere exterior [2].



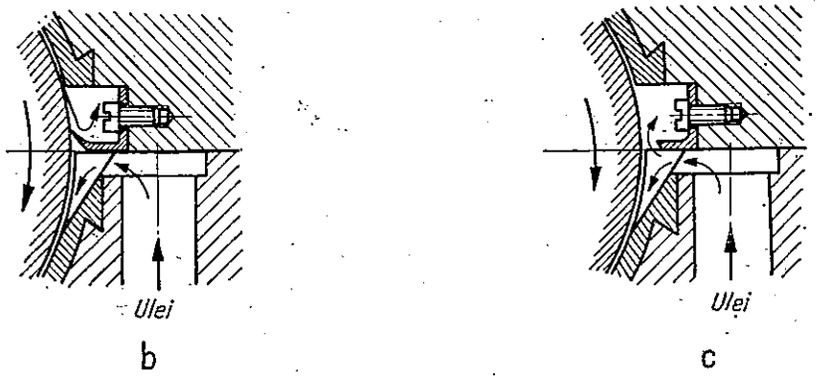


Fig. 4.31. Lagăr radial construcție independentă, cu cuzinet oscilant, uns cu circuit exterior (*a*) ; în *b* și *c* soluții pentru împiedicarea recirculării uleiului cald [30].

O broșă de rectificat pentru turații medii, cu lagăre radiale și axiale cu zone portante multiple, cu geometrie fixă și ungere cu disc [45] este prezentată în fig. 4.28. Pentru intensificarea răcirii în baia de ulei este introdus un tub gofrat prin care circulă apă.

Construcții de lagăre radiale unse prin circuit exterior sînt prezentate în fig. 4.29—4.33. Soluția din fig. 4.29 [45] este indicată pentru lagăre încorporate cu una sau mai multe zone portante.

Construcții de lagăre axiale sînt prezentate în fig. 4.34—4.36. Lagărul din fig. 4.34 este un lagăr de trecere, de construcție încorporată, pentru un singur sens, utilizat la turbine verticale auxiliare [39]. În fig. 4.35 este pre-

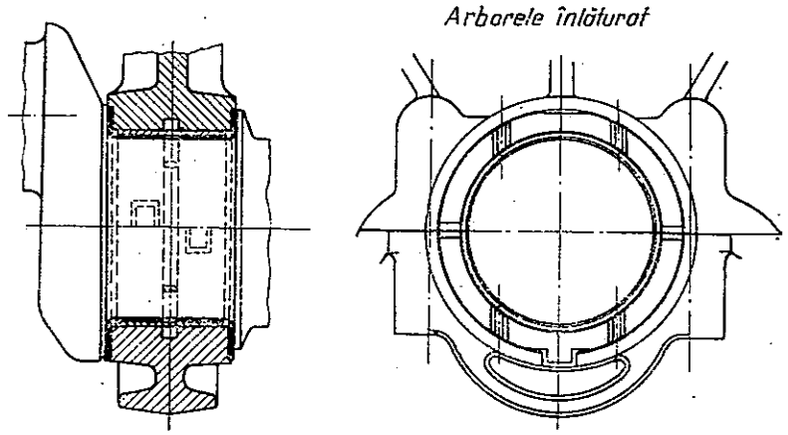


Fig. 4.32. Lăgăruirea cu cuzineți radiali și axiali cu pereți subțiri a arborelui cotit al unui motor cu piston [41].

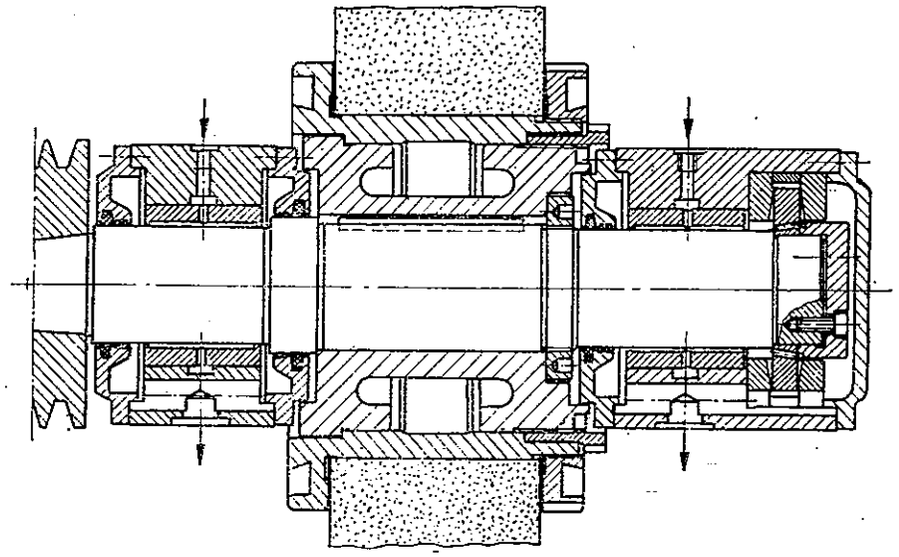


Fig. 4.33. Lăgăruirea radial-axială cu cuzineți cu zone portante multiple, unși prin circuit exterior, a arborelui port-piatră de rectificat [45].

zentat un lagăr de capăt, flanșat, de construcție independentă, care poate prelua sarcini în ambele sensuri, pentru pompe, compresoare sau turbine de mici dimensiuni [39]. Sectoarele portante ale lagărului axial pentru motoare diesel navale din fig. 4.36 sînt detaliate în fig. 4.37 [18].

Diferite construcții de articulații sferice funcționînd cu frecare uscată, limită sau mixtă sînt prezentate în fig. 4.38—4.45. Construcția din fig. 4.38, *a* [7] este dintre cele mai simple, însă este nedemontabilă și nu

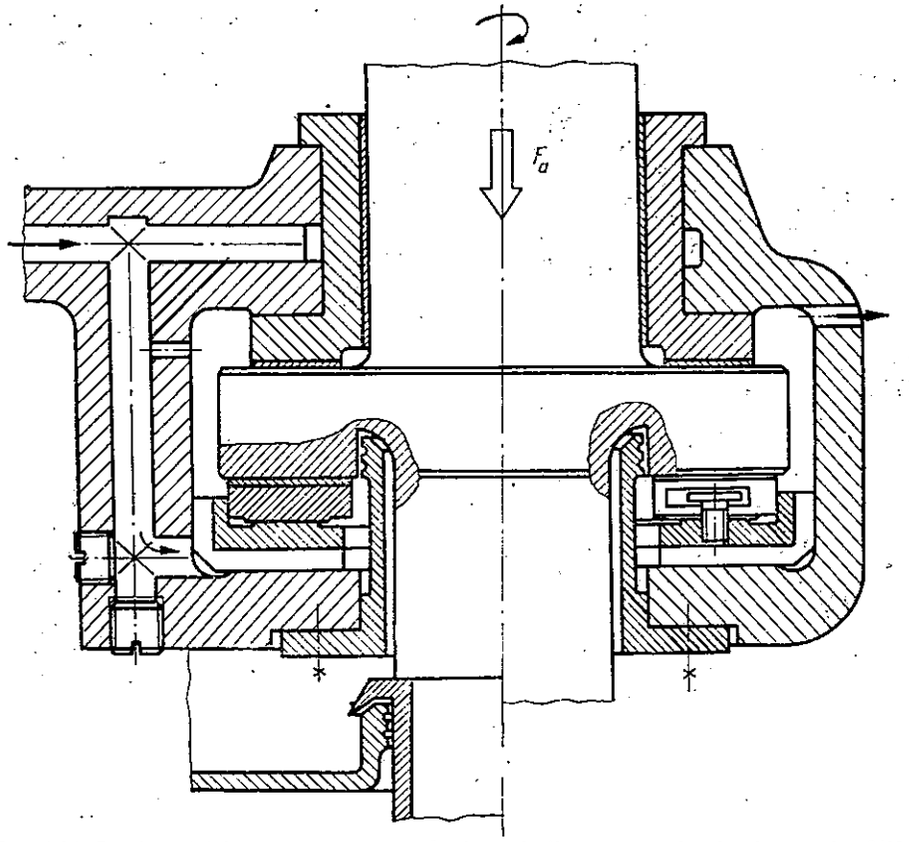


Fig. 4.34. Lagăr axial încorporat pentru arbori verticali; ungere prin circuit exterior [42].

permite compensarea jocurilor ce apar în urma uzării. Articulațiile din fig. 4.38, *b* [7] și 4.39, *a* [19] sînt de calitate superioară, dar prezintă dezavantajele semnalate anterior. Soluțiile din fig. 4.38, *c* [7] și 4.39, *b* [19] permit compensarea jocurilor, iar cea din fig. 4.38, *d* [7] asigură o demontare rapidă însă nu permite sarcini axiale decît într-un singur sens.

În fig. 4.46—4.49 se arată aplicații ale lagărelor și reazemelor hidrostatice. O rezemare hidrostatică, care asigură cinci grade de libertate, utilizată pentru cilindri hidraulici ai celui mai mare etalon de forță, de 15 MN, este prezentată în fig. 4.46 [34]. Instalația posedă patru cilindri de forță, montați în paralel; aceștia trebuie rezemați astfel încît să se compenseze erorile de execuție și de montaj. Soluția din fig. 4.46, *a* nu poate asigura existența permanentă a peliculelor pe suprafețele S_1 și S_2. Prevederea unui buzunar inelar suplimentar, alimentat distinct, utilizînd restrictori sau divizori de debit (fig. 4.46, *b*), duce la realizarea dezideratului de a avea permanent un film de lubrifiant pe suprafețele S_1, S_2 și S_3.

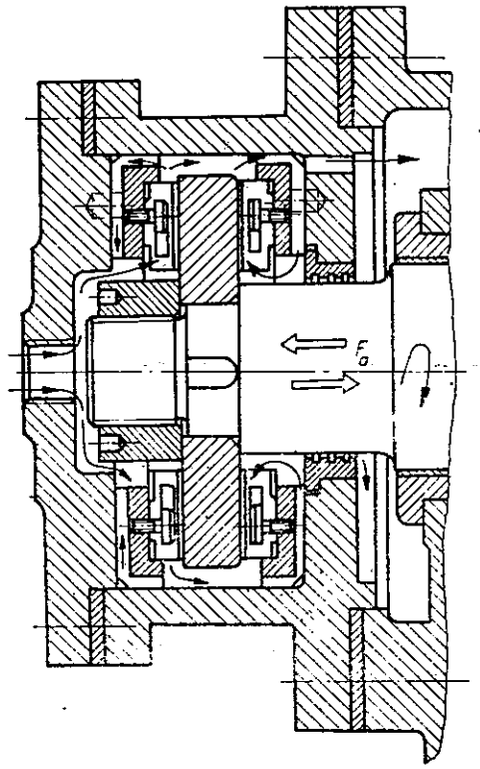


Fig. 4.35. Lagăr axial de mici dimensiuni, construcție flanșată, ungere prin circuit exterior, utilizat pentru turbine, pompe și compresoare [42]:

1 — sectoare oscilante; *2* — inele portsectoare.

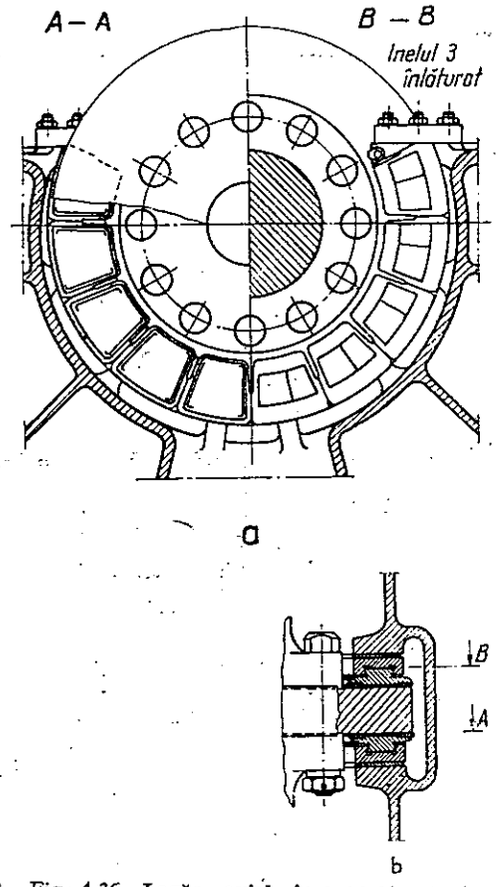


Fig. 4.36. Lagăr axial încorporat pentru motoare diesel navale [18]

1 — patină; *2* — sectoare oscilante; *3* — inel portsectoare; *4* — șaibe de reglaj; *5* — limitatori; *6* — carcasă.

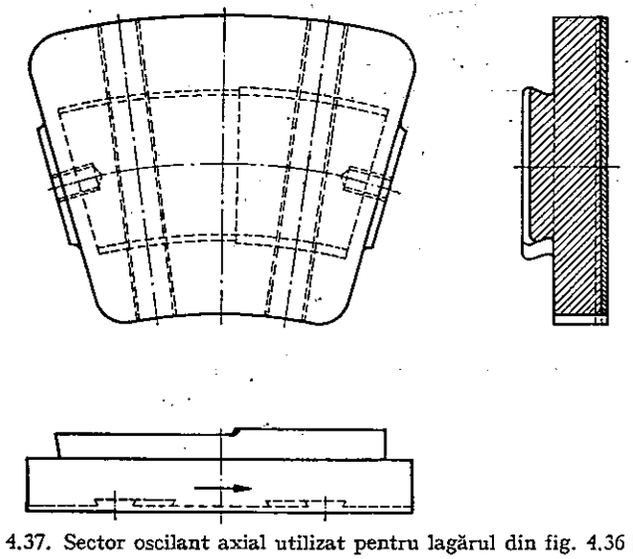


Fig. 4.37. Sector oscilant axial utilizat pentru lagărul din fig. 4.36 [18].

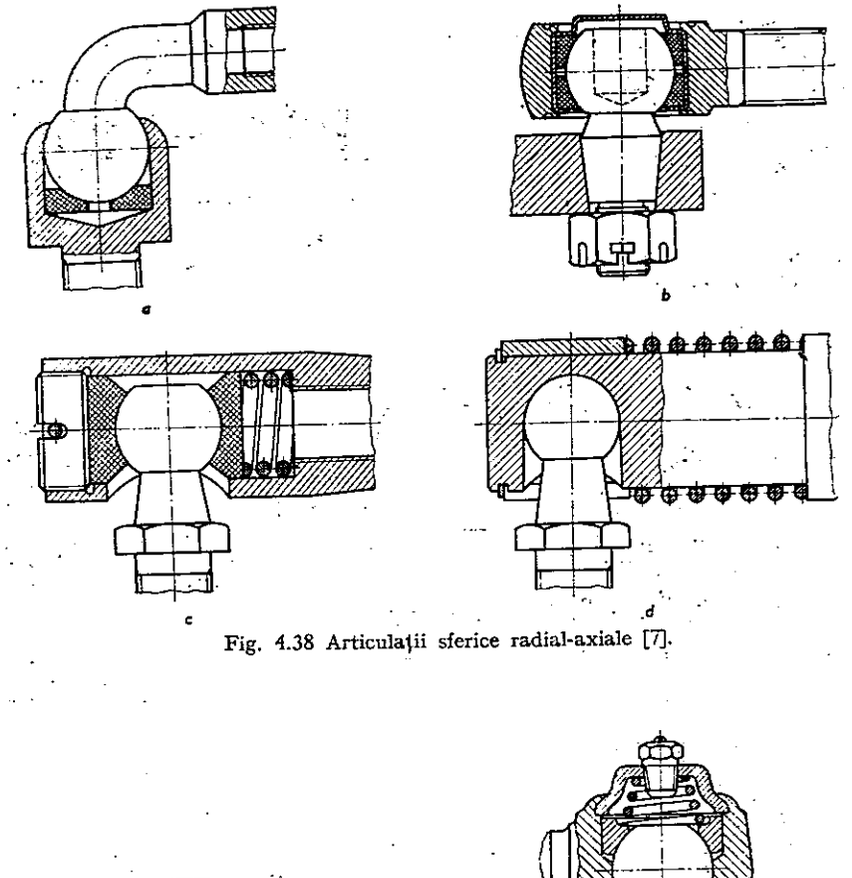


Fig. 4.38 Articulații sferice radial-axiale [7].

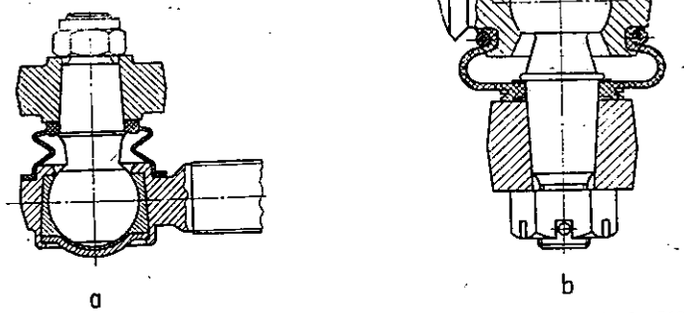


Fig. 4.39. Articulații sferice radial-axiale utilizate la autovehicule [19].

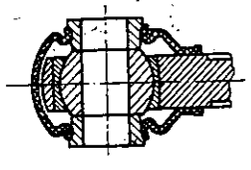


Fig. 4.40. Articulație sferică radial-axială cu elemente standardizate [19].

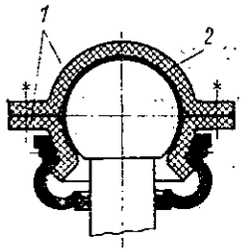


Fig. 4.41. Articulație sferică radial-axială construită în mare parte din materiale plastice [31].
1 — carcasă din rășini formaldehidice; *2* — strat antifricțiune din teflon (PTFE).

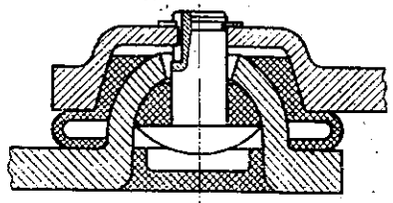


Fig. 4.42. Articulație sferică radial-axială compactă [7].

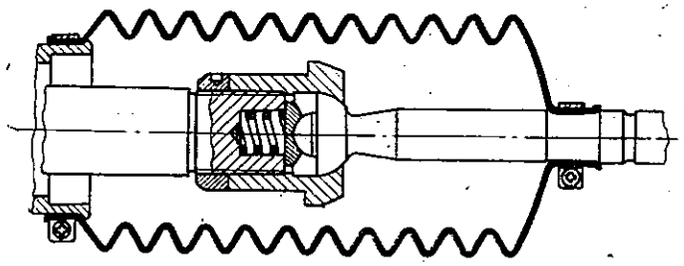


Fig. 4.43. Articulație sferică axială etanșată [19].

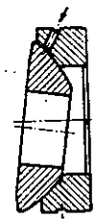


Fig. 4.44 Articulație sferică axială de uz general cu elemente inelare.

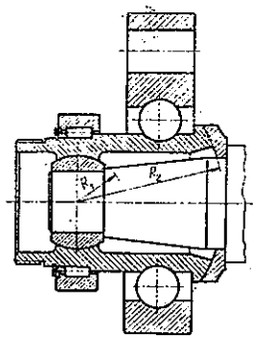


Fig. 4.45. Articulații sferice radiale și axiale în construcție încorporată, utilizate în aviație [24].

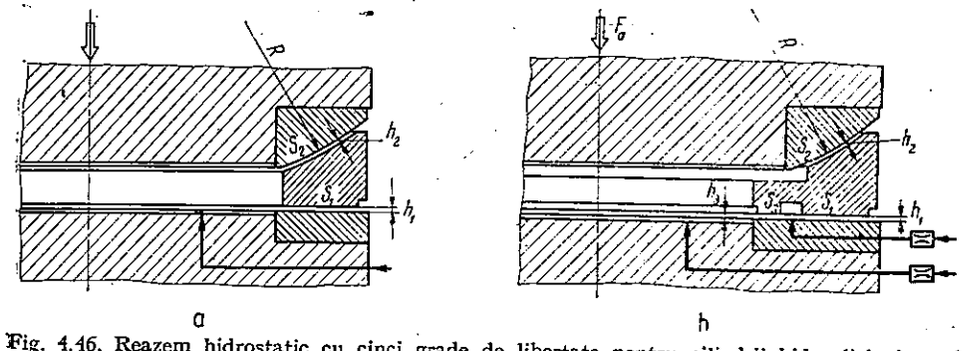


Fig. 4.46. Reazem hidrostatic cu cinci grade de libertate pentru cilindrii hidraulici ai unui etalon de forță de 15 MN [43]:
a — soluție incorectă; *b* — soluție corectă.

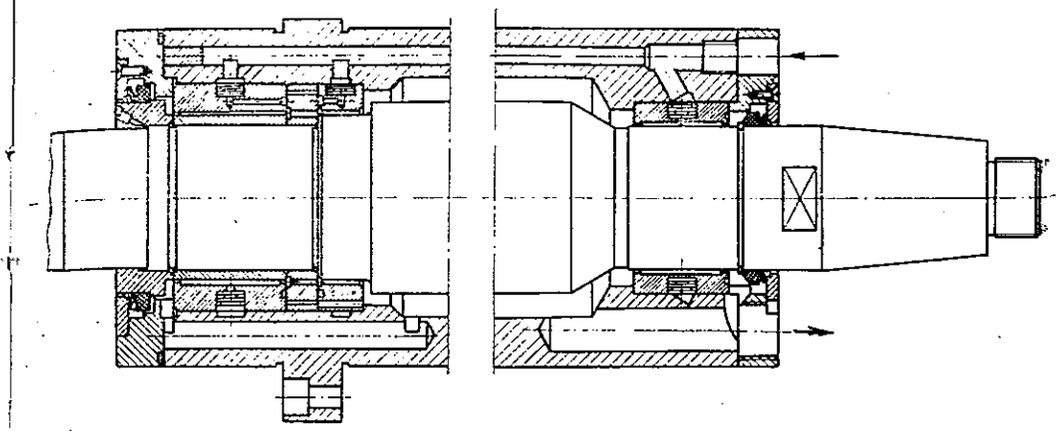


Fig. 4.47. Broșă de rectificat cu lagăre hidrostatice radiale și axiale tipizate de firma SKF [16].

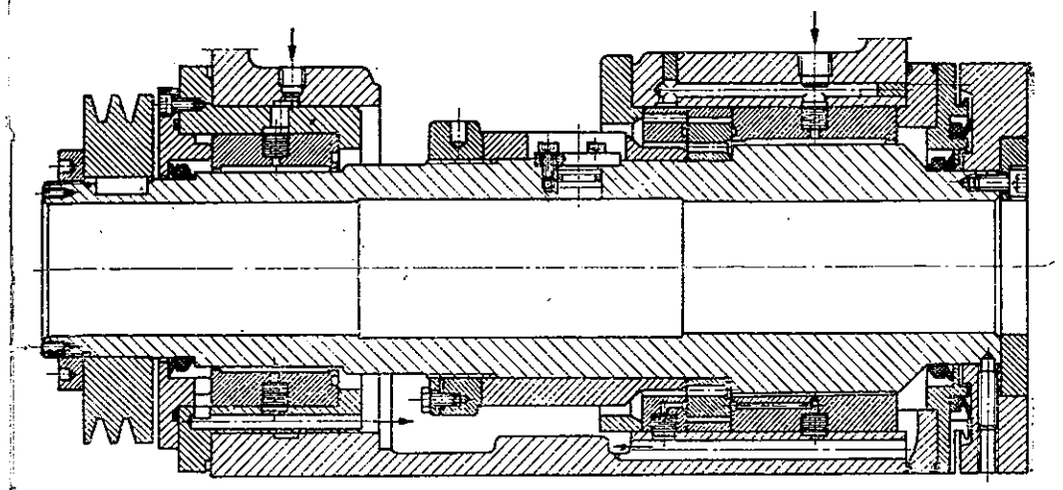


Fig. 4.48. Lăgăruirea hidrostatică a arborelui principal al unui strung utilizînd lagăre tipizate de firma SKF [15].

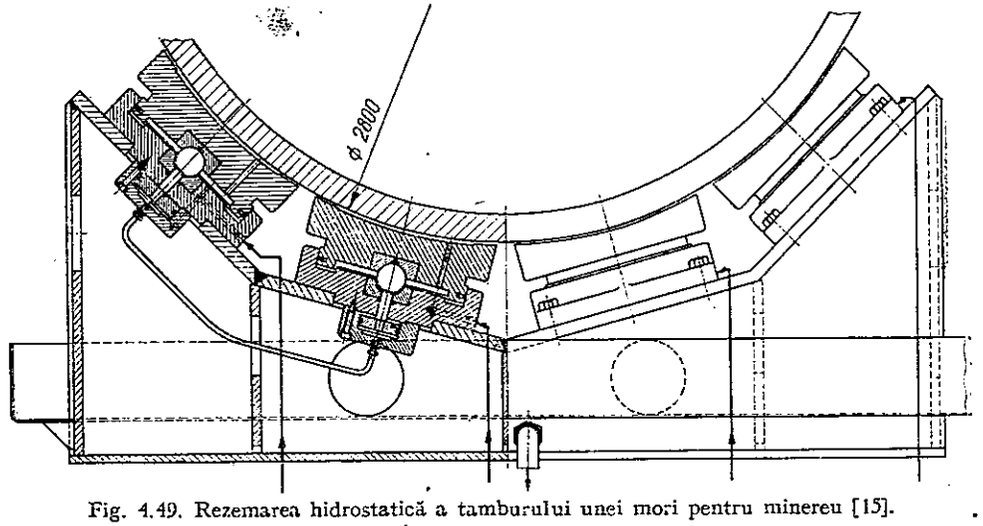


Fig. 4.49. Rezemarea hidrostatică a tamburului unei mori pentru minereu [15].

Anexe

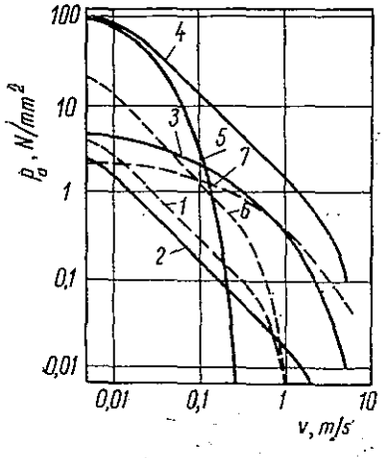


Fig. A.4—1. Variația presiunii admisibile p_a în funcție de viteza periferică v [19]:

1—termoplaste; *2* — teflon; *3* — teflon cu adaosuri; *4* — bronz sinterizat poros cu teflon și plumb; *5* — teflon armat cu fibre de sticlă; *6* — termorigide cu MoS_2; *7* — termorigide cu grafit și teflon.

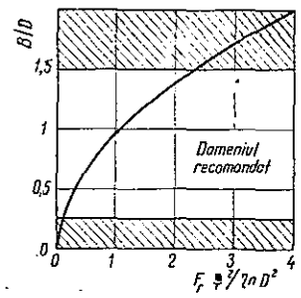


Fig. A.4—2. Valorile recomandate pentru raportul diametral B/D [25].

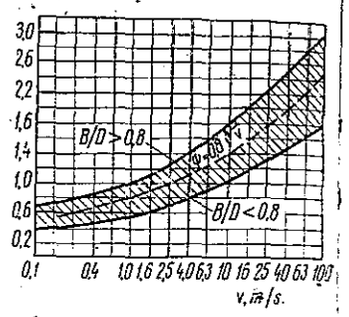


Fig. A.4—3. Valorile recomandate pentru jocul relativ ψ în funcție de viteza periferică v [33].

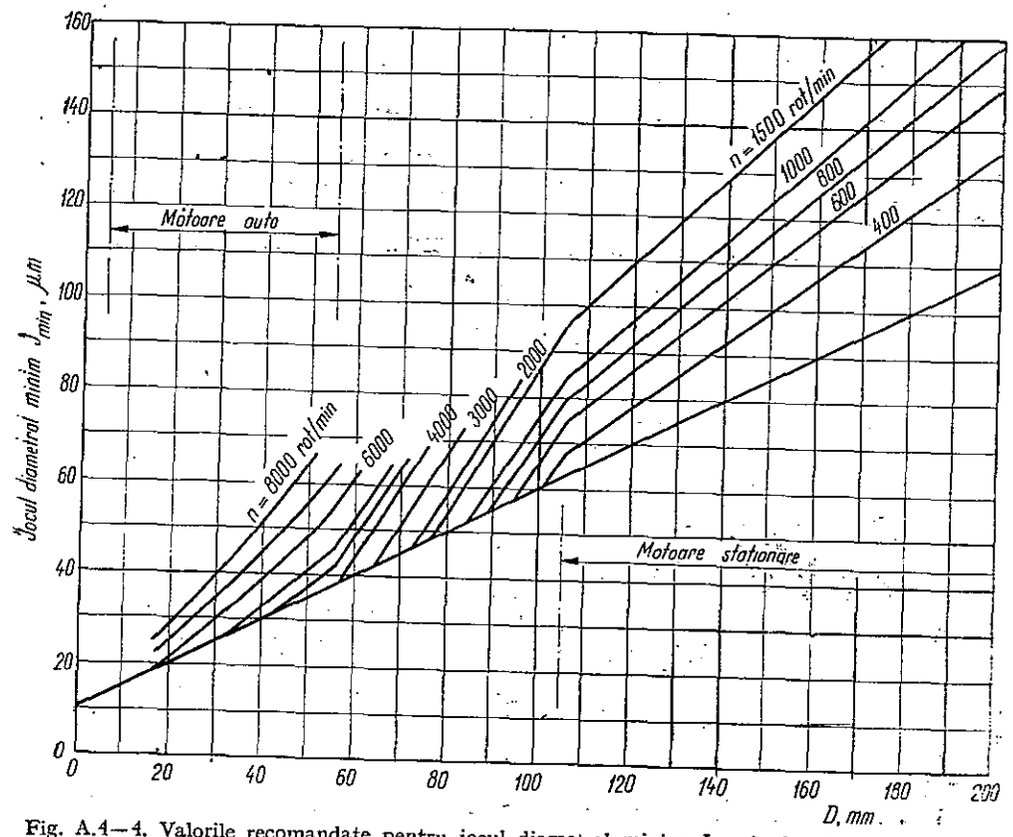


Fig. A.4—4. Valorile recomandate pentru jocul diametral minim J_{min} în funcție de diametrul lagărului D [17].

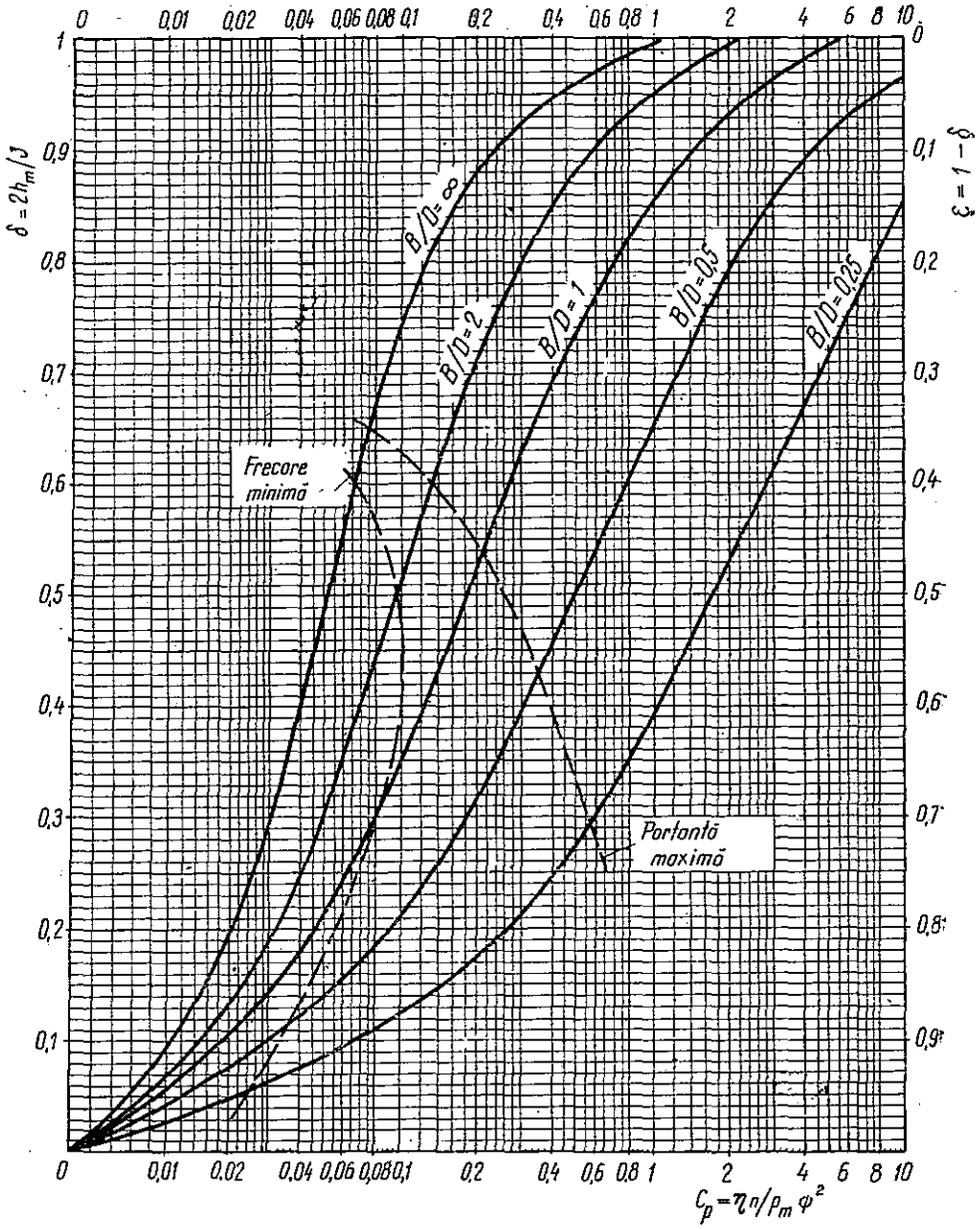


Fig. A.4—5. Grosimea minimă relativă δ în funcție de coeficientul de portanță C_p [36].

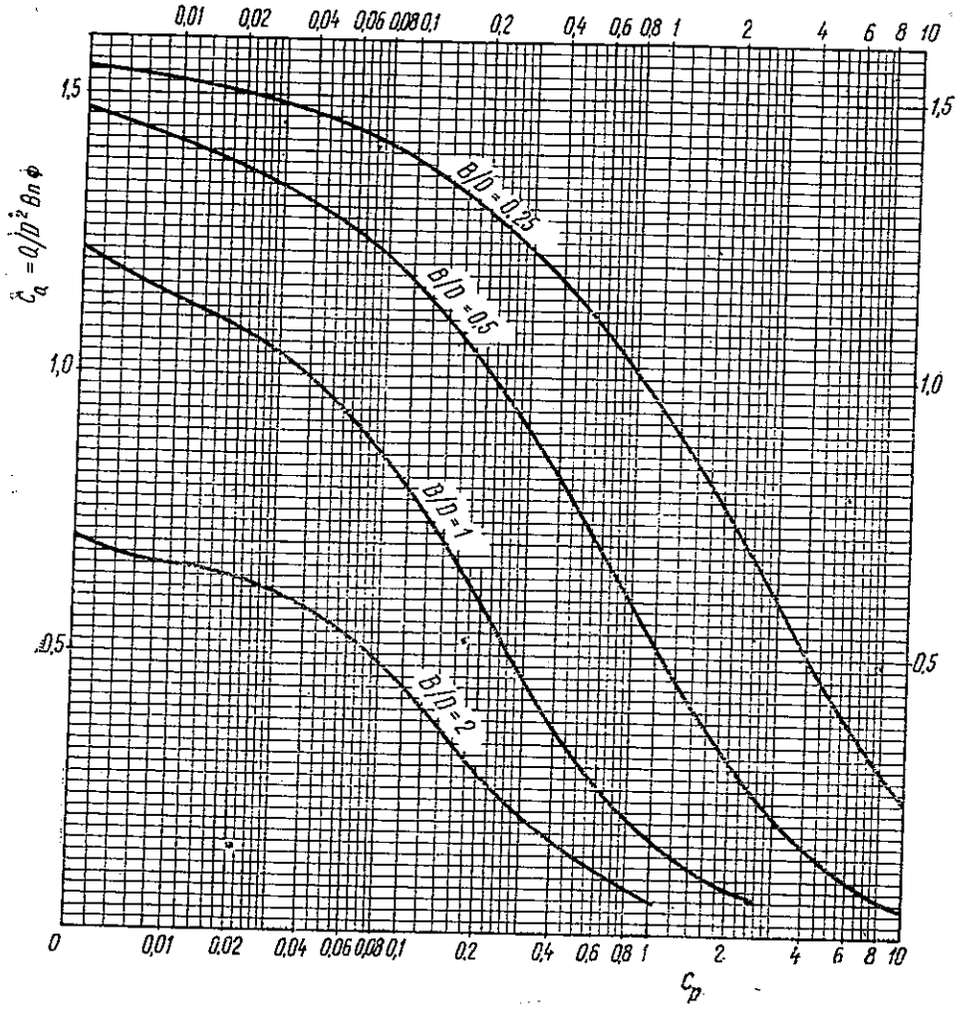


Fig. A.4—6. Coeficientul de debit C_Q pentru lagăre radiale în funcție de coeficientul de portanță C_p [36].

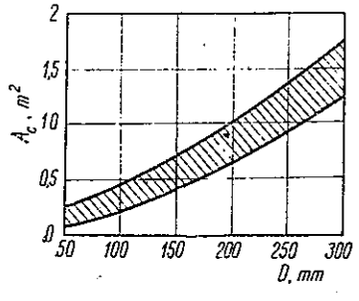


Fig. A.4—8. Suprafața de răcire a corpului lagărului radial A_c funcție de diametrul D [36].

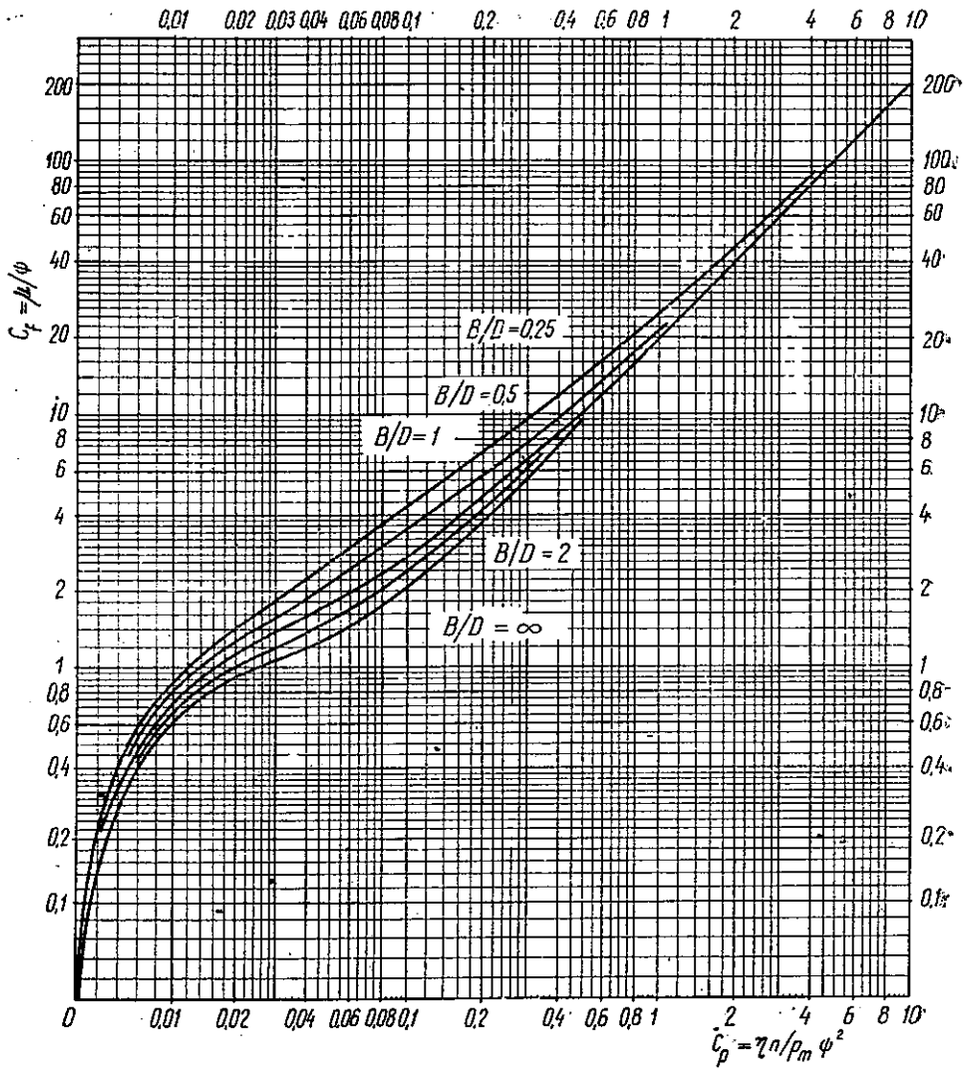


Fig. A.4—7. Coeficientul puterii consumate prin frecare C_f pentru lagăre radiale în funcție de coeficientul de portanță C_p [36].

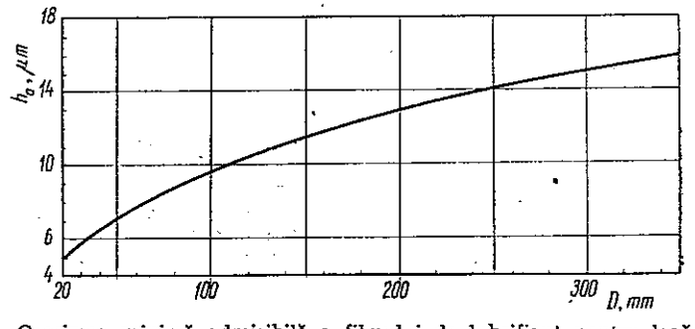
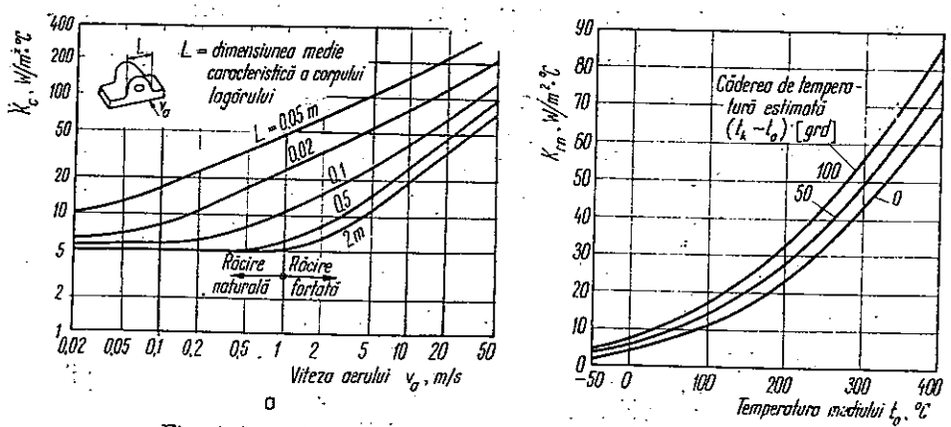


Fig. A.4—10. Grosimea minimă admisibilă a filmului de lubrifiant pentru lagăre radiale în funcție de diametrul D [17].



a

Fig. A.4—9. Coeficientul global de transfer de căldură K [19]

$K = K_c + K_{rn}\,\varepsilon_m$; ε_m din tabelul A.4—14:

a — coeficientul de transfer de căldură prin convecție K_c în funcție de viteza aerului; *b* — coeficientul de transfer de căldură prin radiație pentru un corp negru K_{rn} în funcție de temperatura mediului.

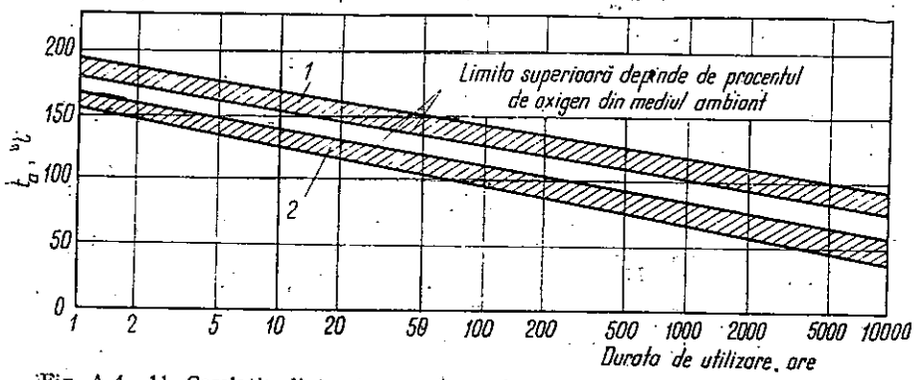


Fig. A.4—11. Corelația dintre temperatura admisibilă t_a și durata de utilizare [19]:
1 — uleiuri cu aditivi antioxidanți; *2* — uleiuri fără aditivi antioxidanți.

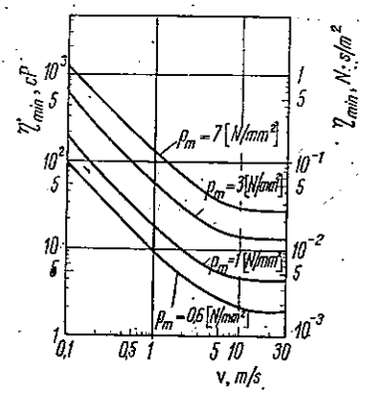
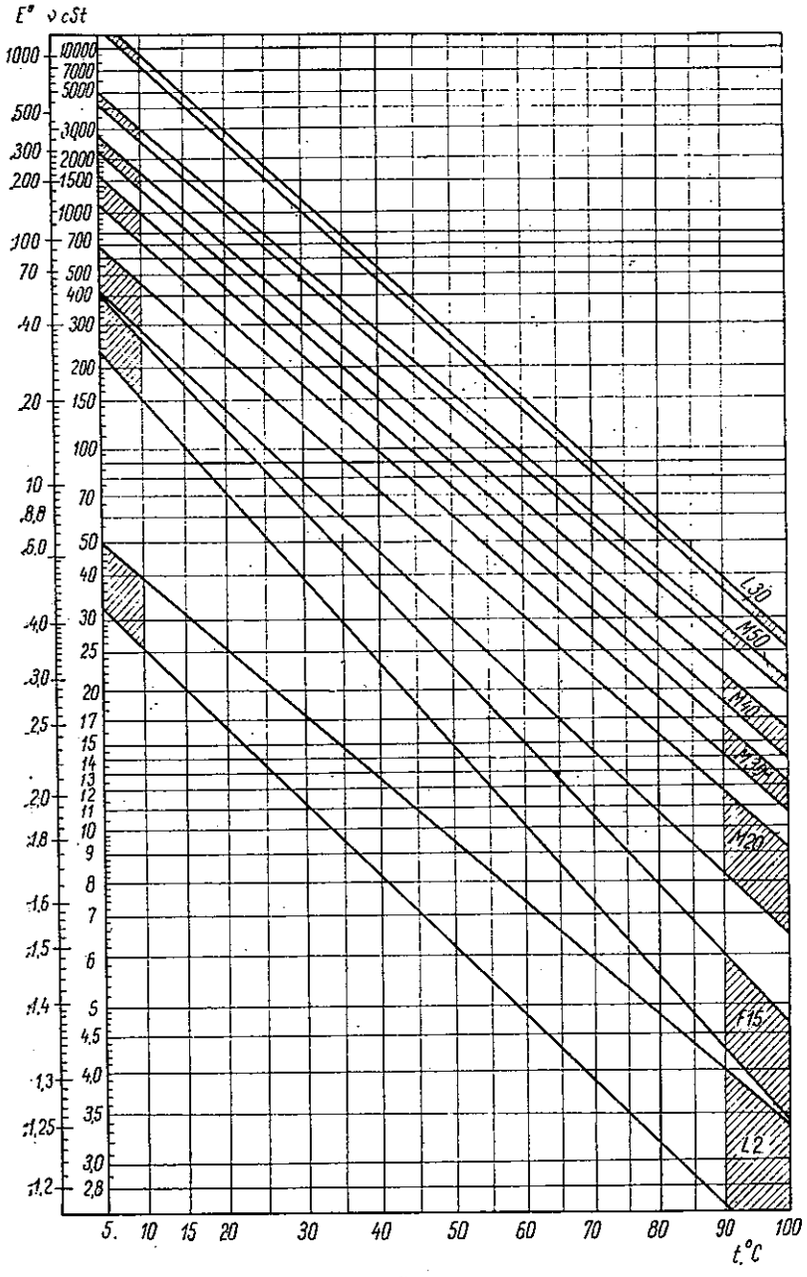
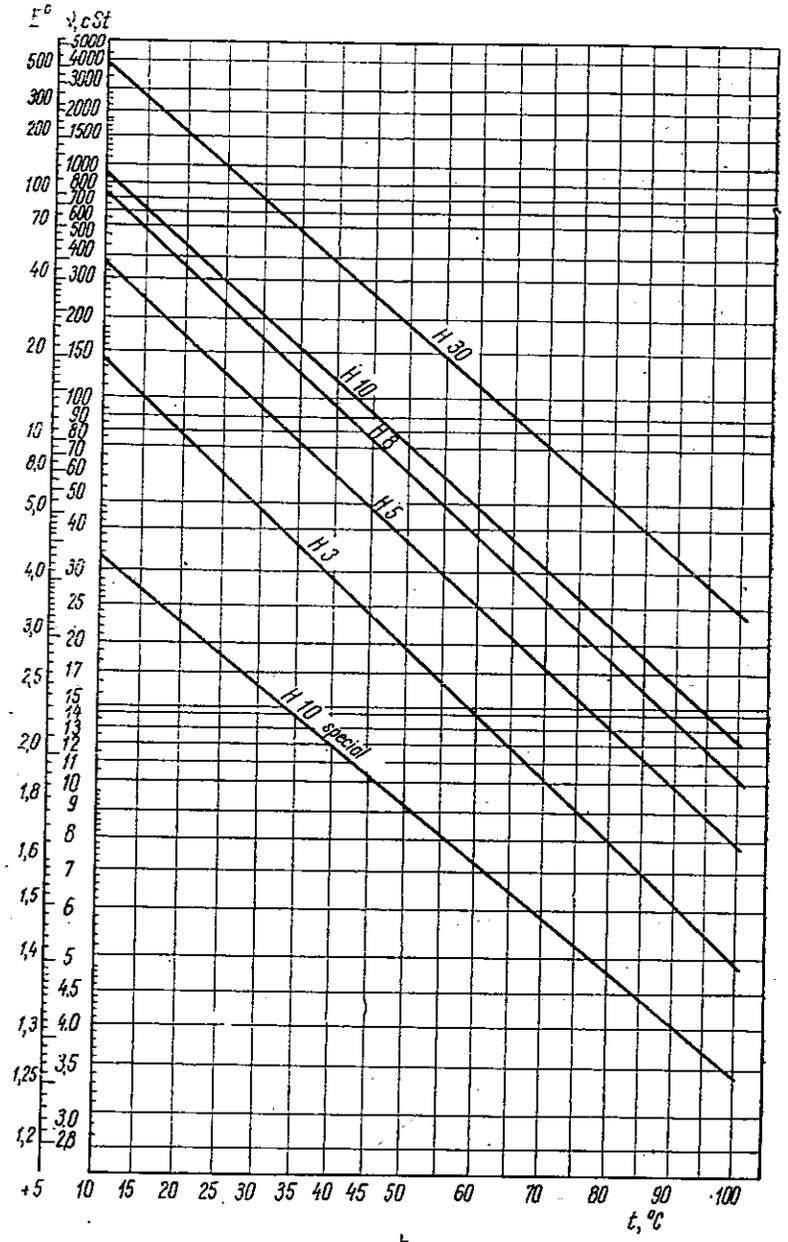


Fig. A.4—12. Viscozitatea dinamică minimă recomandată pentru lubrifianții lagărelor hidrodinamice radiale și axiale în funcție de viteza periferică v și presiunea medie p_m [19].



a

Fig. A.4—13. Variația viscozității cu temperatura [37]:
a — uleiuri pentru motoare, lagăre și instalații frigorifice.



b

Fig. A.4—13, b—uleiuri hidraulice pentru mașini-unelte.

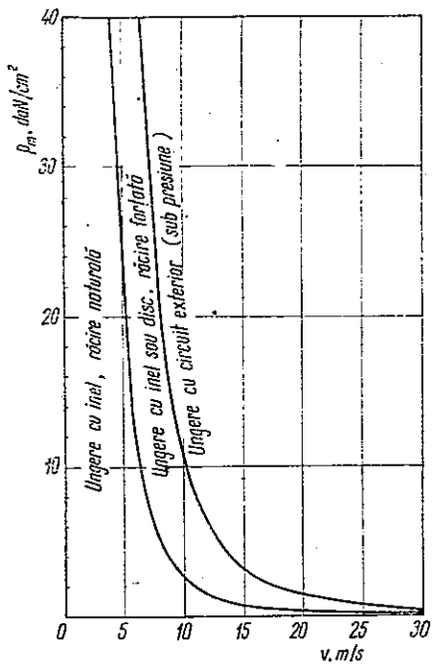

p_m, daN/cm²
Ungere cu inel, răcire naturală
Ungere cu inel sau disc, răcire forțată
Ungere cu circuit exterior (sub presiune)
v, m/s

Fig. A.4— 14. Soluția de ungere și de răcire recomandată pentru lagărele radiale în funcție de presiunea medie p_m și de viteza periferică v [6].

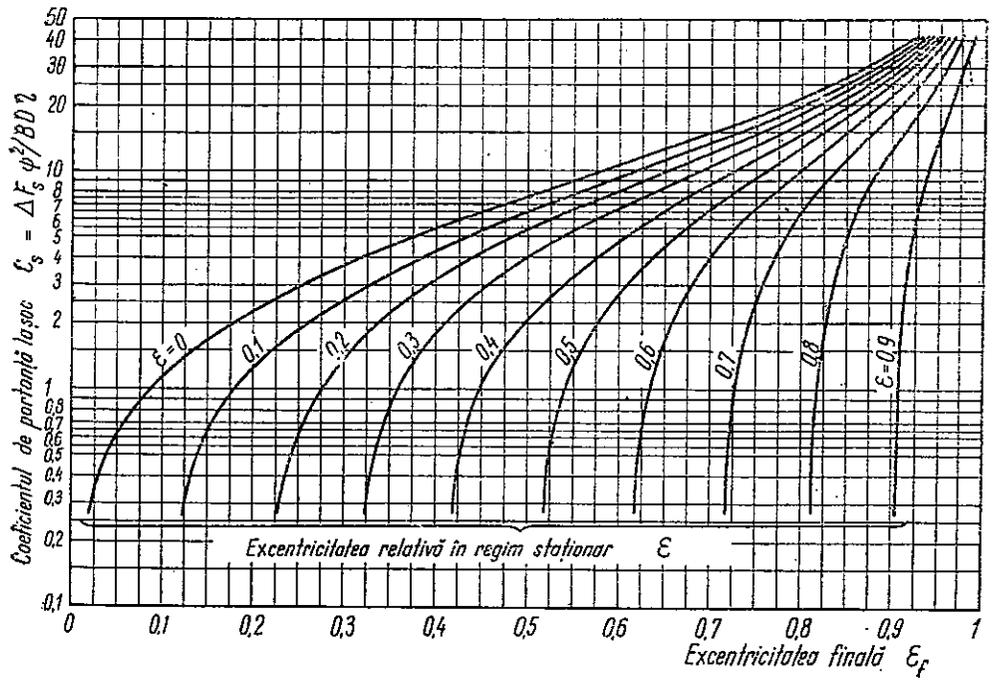


Fig. A.4—15. Coeficientul de portanță la șoc C_s în funcție de excentricitatea inițială ε și cea finală ε_f [25].

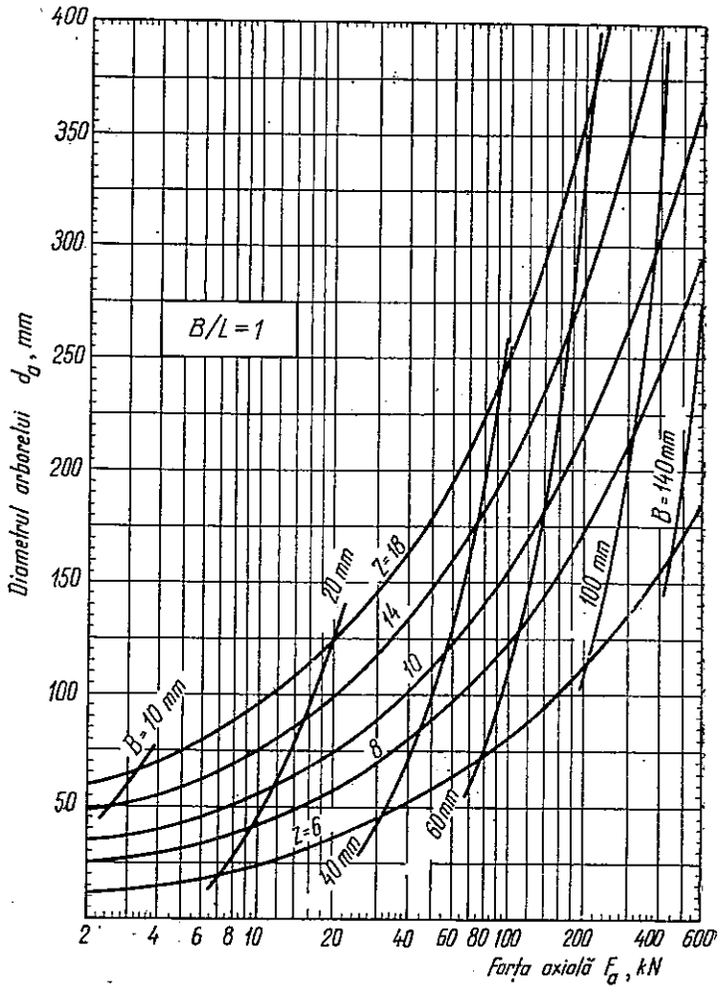


Fig. A.4— 16. Lagăre axiale cu sectoare oscilante; corelația dintre forța axială F_a, diametrul arborelui d_a, numărul de sectoare z și lățimea acestora [19].

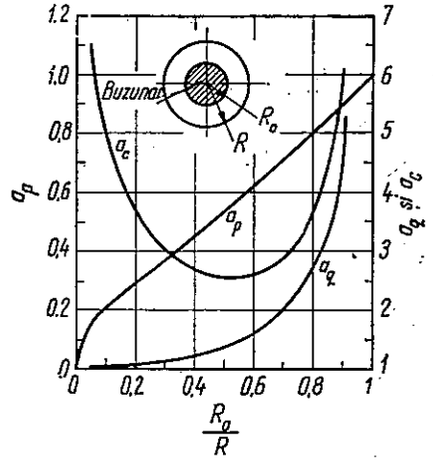
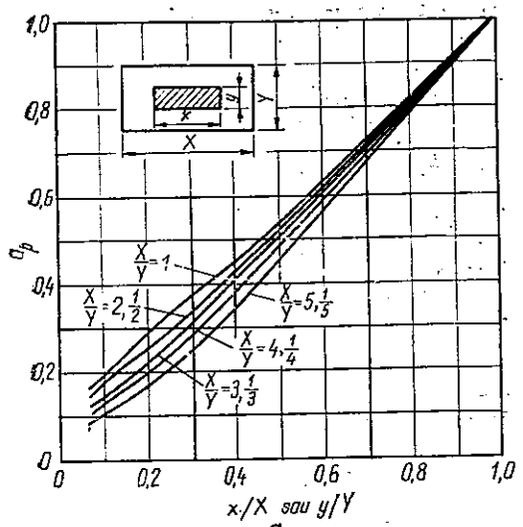
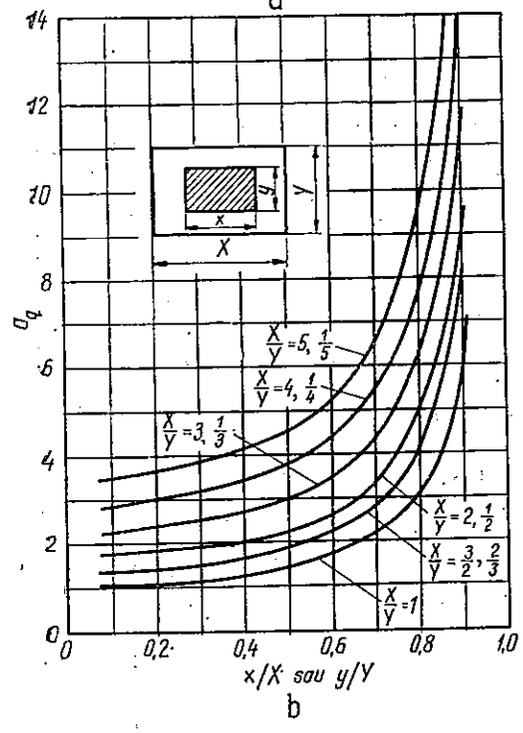


Fig. A.4— 17. Coeficienții de portanță a_p, de debit a_q și al puterii consumate prin pompare a_c în funcție de raportul R_0/R pentru un reazem hidrostatic circular [27].



a



b

Fig. A.4— 19. Coeficienții de portanță a_p, de debit a_q și al puterii consumate prin pompare a_c în funcție de raportul x/X sau y/Y pentru un reazem hidrostatic dreptunghiular având $x/X = y/Y$ [27].

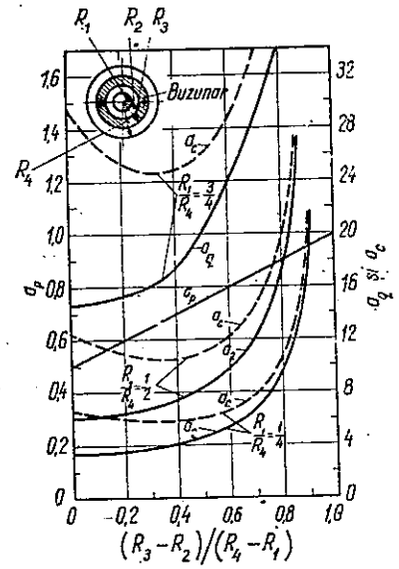
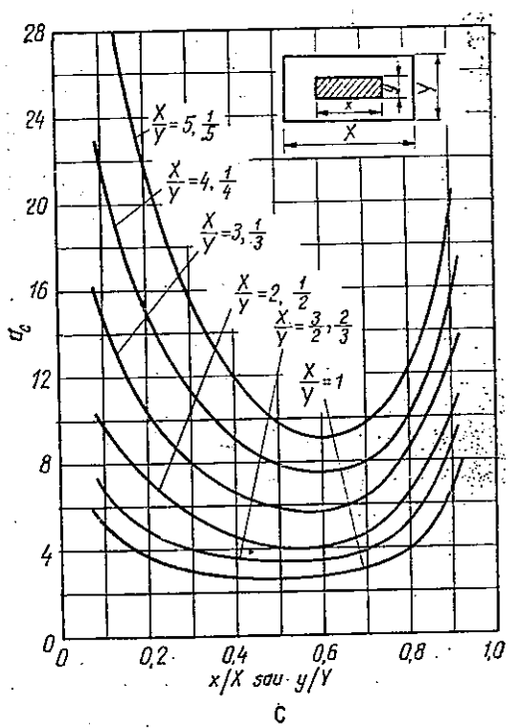
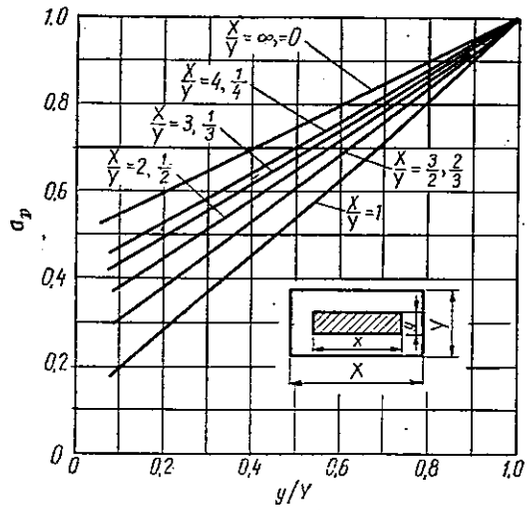
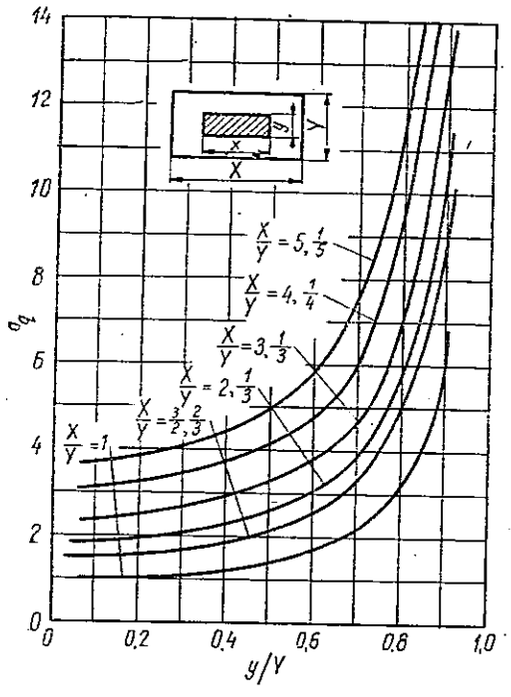


Fig. A.4— 18. Coeficienții de portanță a_p, de debit a_q și al puterii consumate prin pompare a_c în funcție de raportul $(R_3 - R_2)/(R_4 - R_1)$ pentru un reazem hidrostatic inelar [27].



c





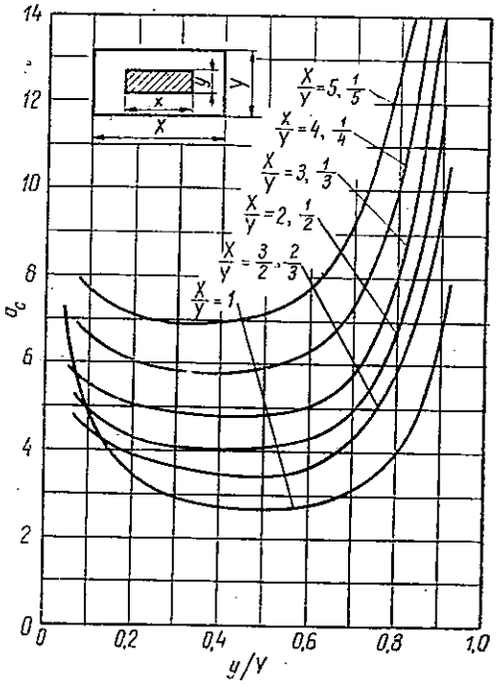


Fig. A.4—20. Coeficienții de portanță a_p, de debit a_q și al puterii consumate prin pompare a_c în funcție de raportul y/Y pentru un reazem hidrostatic dreptunghiular avînd

$$X - x = Y - y \text{ și } X/Y > 1 \quad [27].$$

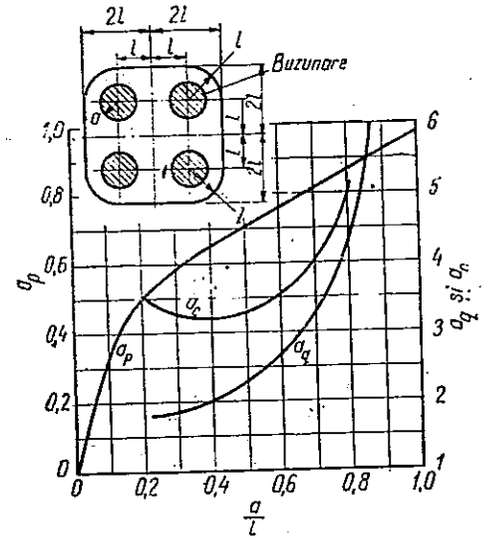


Fig. A.4—21. Coeficienții de portanță a_p, de debit a_q și al puterii consumate prin pompare a_c în funcție de raportul a/l pentru un reazem hidrostatic de forma unui pătrat cu colțurile rotunjite [27].

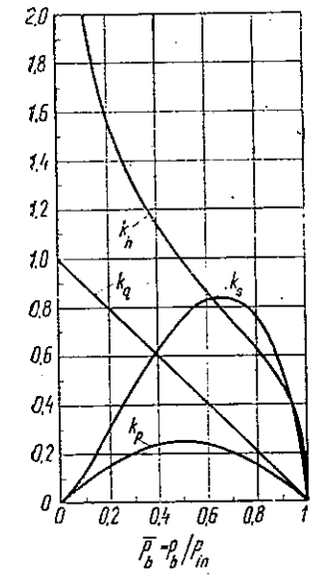


Fig. A.4—22. Coeficienții caracteristici k_h, k_q, k_s și k_p pentru calculul grosimii filmului, debitului de lubrifiant, rigidității și a puterii consumate prin pompare pentru lagărele și reazemele hidrostatice echipate cu restrictori capilari [27].

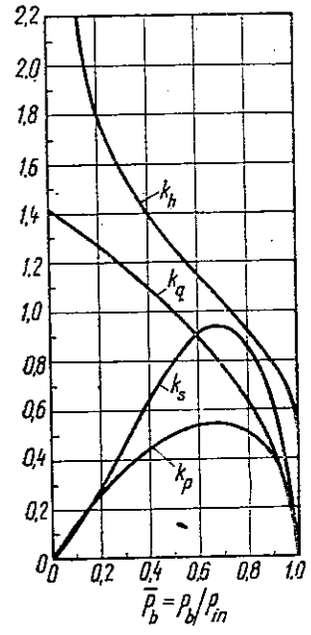


Fig. A.4—23. Coeficienții caracteristici k_h, k_q, k_s și k_p pentru calculul grosimii filmului, debitului de lubrifiant, rigidității și a puterii consumate prin pompare pentru lagărele și reazemele hidrostatice echipate cu restrictori tip diafragmă [27].

Tabelul A. 4—1

Valori admisibile recomandate pentru cuzineți radiali și axiali cu material antifricțiune metalic în regim de frecare mixtă [6]

STAS sau GOST	Simbolul aliajului	v_a, m/s	p_a, N/mm²	(pv_a) Nm/mm² · s	Recomandări de utilizare
Fonte antifricțiune STAS 6707-1979	Fc Al	0,2—2	9—0,05	1,8—0,1	Fus călit sau normalizat
	FcA2; FcA3	0,75—3	6—0,1	4,5—0,3	Fus călit sau normalizat pentru FcA2. Fus nedurificat pentru FcA3
	FmAl	1—2	12—0,5	12—2,5	Fus călit sau normalizat
	FgnAl; FgnA2; FmA2	1—5	12—0,5	12—2,5	Fus călit sau normalizat pentru FgnAl. Fus nedurificat pentru FgnA2 și FmA2.
Bronzuri STAS 93-1976	CuSn4Pb4Zn4	⩽5	⩽ 6	⩽ 10	Calități antifricțiune ridicate, proprietăți mecanice medii. Calități antifricțiune foarte bune; se utilizează pentru lagăre de răspundere
	CuSn8; CuSn6	⩽7	⩽ 15	⩽ 15	
Bronzuri 198/2-1975	CuAl9Fe3 (turnat sau laminat CuAl10Mn2Fe3 (laminat, matrițat, turnat)	⩽4	⩽20	⩽ 12	Calități antifricțiune bune, rezistență la coroziune și proprietăți mecanice ridicate. CuAl10Mn2Fe3 prezintă o mai bună conformabilitate
Bronzuri GOST493-1954	Br. AJS 7—1,5—1,5 (turnat)	⩽5	⩽ 8	⩽ 12	Pentru condiții medii de lucru
	Br. S30 (turnat)	⩽12	⩽25	—	Pentru cuzineți supuși la sarcini cu caracter de șoc. Turnarea cuzinetului se va face în forme metalice. Duritatea fusului mai mare ca 250 HB
Alame GOST17711-1972	LAJMț 66-6-3-2	—	⩽12	⩽10	Cuzineți turnați în cochilie sau centrifugal. Pentru viteze reduse înlocuiesc bronzurile
	LMțOS 58-2-2-2 LKS 80-3-3	⩽2	⩽12	⩽10	Cuzineți turnați în cochilie sau amestec de formare. Pentru lagăre supuse la șocuri (escavatoare, concasoare, etc.)
Alame STAS 199/2-1973	CuZn38Pb2Mn2	—	⩽4	⩽6	Cuzineți turnați în amestec de formare. Pentru condiții ușoare de lucru

Tabelul A. 4—1 (continuare)

STAS sau GOST	Simbolul aliajului	v_a, m/s	p_a, N/mm²	$(pv)_a$ Nm/mm² · s	Recomandări de utilizare
Babituri STAS 202-1973	YSn 83	—	⩽2	—	Numai pentru cuzineți multistrat. Pentru motoare termice
	YPb 98	—	⩽20	⩽ 6	Numai pentru cuzineți multistrat. Pentru mașini-unelte, reductoare, unde pot apărea și șocuri
Babituri GOST1320-55	B 6	—	—	⩽ 5	Numai pentru cuzineți multistrat. Pentru mașini electrice, tractoare, compresoare, mori cu bile; suportă șocuri limitate
	B 16	—	—	⩽10	
	BN	—	⩽20	⩽10	Numai pentru cuzineți multistrat. Pentru mașini electrice, termice, unde apar șocuri

Observație. Valorile de mai înainte nu se referă la lagărele cu frecare fluidă.

Tabelul A. 4—2

Valori admisibile pentru cuzineți radiali (tip bucșe) confecționați din materiale metaloceramice sinterizate prooase care lucrează cu frecare mixtă [6]

Materialul folosit	Porozitatea, %	p_a, N/mm², pentru v, m/s, de:			
		0,5	1	2	3
Bronz-grafit: 9—10% Sn, 3% grafit, restul Cu	15—20	7	6	5	3,5
	20—25	6	5	4	3
	25—30	5	4	3	2,5
Ferografit: 97—99% Fe, restul grafit	15—20	9,5	8	6,5	4,5
	20—25	7	6,5	5,5	3,5
	25—30	5,5	5	4	2,5

Observații. 1. După presare în corpul lagărului, diametrul interior se va micșora cu 0,6—0,9 din valoarea strîngerii S.

2. Corectarea diametrului interior se poate face prin calibrare cu dispozitive speciale [19]; în nici un caz prin așchiere, care ar duce la astuparea porilor,

3. Pentru viteze $v > 1$ m/s, lagărul trebuie prevăzut cu rezervor de lubrifiant, autoungerea prin impregnare la montaj a cuzinetului nu mai poate fi eficientă.

Tabelul A.4—3

Valorile presiunii admisibile pentru lagăre radiale și axiale care au cuzineți placați cu bronz (Cu-Sn) sinterizat și politetrafluoretilenă (PTFE) (cuzineți DU) [13, 28, 40]

Regimul de încărcare	v, m/s	p_a, N/mm²	Recomandări
Sarcină constantă, mișcări relative extrem de reduse	$< 0{,}01$	$\leqslant 150$	
Sarcină constantă, mișcări de rotație sau oscilante, punctul de aplicație a forței pe suprafața antifricțiune fix	0,01—0,02 0,02—0,035	150—70 70—40	
Sarcină constantă, mișcări relative, punctul de aplicație a forței pe suprafața antifricțiune mobil	0,035—0,05	40—30	Numărul de cicluri de variație a forței admis $n_F < 10^5$
Sarcină variabilă, mișcări relative, punctul de aplicație a forței pe suprafața antifricțiune fix sau mobil	0,05—0,1 0,1—0,7 0,7—2	30—15 15—2 2—0,1	Numărul de cicluri de variație a forței admis $n_F < 10^7$

Observații. 1. Pentru temperaturi ale lagărului între 100—120°C, presiunea admisibilă se reduce la jumătate, iar pentru temperaturi de 200°C presiunea admisibilă devine o cincime din valorile din tabel.
2. Ungerea la montaj și în timpul funcționării poate să determine dublarea valorilor admisibile.

Tabelul A.4—4

Valorile produsului $(pv)_a$ pentru lagăre radiale și axiale care folosesc cuzineți placați cu bronz (Cu-Sn) sinterizat și PTFE (cuzineți DU) [40]

Tipul lagărului, regimul de încărcare și duritatea fusului	$(pv)_a$, Nm/mm²·s
Lagăre radiale:	
— sarcină constantă (ca direcție), fus cu duritatea < 580 HB;	$630/(L_h + 200)$
— sarcină constantă (ca direcție), fus cu duritatea > 580 HB;	$1\,260/(L_h + 600)$
— sarcină rotitoare, fus cu duritatea < 580 HB	$1\,260/(L_h + 200)$
Lagăre axiale, fus cu duritatea < 580 HB	$420/(L_h + 200)$

Observații. 1. Pentru temperaturi ale lagărului între 100—120°C, produsul $(pv)_a$ se reduce la jumătate, iar pentru temperaturi în jur de 200°C, $(pv)_a$ devine o cincime din valoarea din tabel.
2. Valorile din tabel corespund funcționării în condiții de frecare uscată și de răcire medii. Ungerea intermitentă duce la creșterea (pînă la dublare) produsului $(pv)_a$, iar înrăutățirea condițiilor de răcire la înjumătățirea valorilor $(pv)_a$.

Tabelul A.4—5

Valorile produsului $(pv)_a$ pentru lagăre radiale și axiale care utilizează cuzineți DX *) [43]

Modul de ungere	Durata dintre două ungeri L_r, h	Durabilitatea L_h, h	$(pv)_a$, Nm/mm²·s
Ungere periodică cu unsori consistente	2 000—5 000	10 000	0,36
Ungere periodică cu unsori consistente	500—1 000	2 000	1,4
Ungere prin picurare, nu mai puțin de o picătură pe 1 cm² de suprafață activă într-un minut	—	Practic nelimitată	36

Tabelul A.4—6

Valorile presiunii admisibile p_a pentru lagăre radiale și axiale care folosesc cuzineți DX *) [43]

Regimul de încărcare și de ungere	p_a, N/mm²
Sarcină constantă, mișcări relative extrem de reduse. Ungeri cu unsori consistente sau uleiuri minerale	140 **)
Sarcină constantă sau variabilă, ungere hidrodinamică ***)	35
Sarcini dinamice, ungere cu unsori consistente	20

*) Cuzineți placați cu bronz (Cu—Sn) sinterizat și poliacetați. Suprafața de frecare este prevăzută cu mici adîncituri (buzunare) circulare.

**) Aceste date sînt valabile pentru temperaturi ale lagărului mai mici de 40°C. Pentru temperaturi în jur de 100°C valorile presiunii admisibile p_a se reduc la jumătate.

***) În acest caz calculul lagărului trebuie făcut după o metodă analogă lagărelor hidrodinamice propriu-zise

Tabelul A.4-7

Valorile admisibile și alte caracteristici pentru diferite materiale (autolubrifiante) utilizate pentru cuzineți monolit radiali și axiali, cu frecare uscată, limită sau mixtă [5]

Materialul \ Caracteristicile		p_a, N/mm^2 la $v = 0$	$(pv)_a$, $N \cdot m/mm^2 \cdot s$ $L_h = 10\,000$ h	v_{max}, m/s	μ	t_{max}, °C, la suprafața de frecare	Rezistența la: umezeală	Rezistența la: coroziune
Pulberi metalice sinterizate impregnate cu ulei pe bază de	Cu-Sn	60	0,83	6	0,05—0,25	65—150	Bună	Rea
	Fe	140	0,83	4	0,15—0,35	65—150	Rea	Rea
	Al	60	0,83	6	0,05—0,25	65—150	Bună	Satisfăcătoare
Aliaje Cu-Sn (bronz) grafitate		140	1	1,5	0,04—0,1	315	Bună	Rea
Grafit	Pur	1,4—3,5	0,5	1,5—2,5	0,1—0,3	340—400	Foarte bună	Bună
	Cu PTFE	3,5—7	0,4	2,5—7,5	0,1—0,2	150—205	Bună	Satisfăcătoare
	Cu Cu-Sn	7	0,5	5—12,5	0,12—0,25	315	Bună	Rea
Poliamide	Simple	2,5	0,07—0,1	1—2	0,2—0,4	205	Satisfăcătoare	Bună
	Cu grafit	2,5	0,1—0,2	1—2	0,1—0,25	205	Satisfăcătoare	Bună
Poliacetați	Simple	5,6	0,7—0,1	2,5	0,15—0,35	150	Bună	Bună
	Cu PTFE	5,6	0,13—0,27	5	0,05—0,2	150	Bună	Bună
PTFE cu adaosuri	De conductivitate scăzută	1,1	0,33—0,57	5	0,1—0,25	260	Bună	Bună
	De conductivitate ridicată	7	0,3—1,17	5	0,1—0,25	260	Bună	Bună
PTFE sub formă de fibre orientate		420	0,167—1,67	1	0,02—0,25	260	Bună	Bună
Termoreactive (termorigide)	Țesături stratificate	35	1	12,5	0,1—0,2	120	Satisfăcătoare	Satisfăcătoare
	Presate	28	0,67	5	0,02—0,1	190	Bună	Bună
Lemn impregnat cu rășini		8	0,27	5	0,07—0,18	70	Rea	Bună

Tabelul A.4-8

Valori admisibile pentru cuzineți radiali și axiali confecționați din diferite materiale plastice în condiții de frecare mixtă [6, 10, 38]

Materialul folosit		v, m/s	p_a, N/mm^2	$(pv)_a$, $N/mm^2 \cdot s$	t_a, °C	μ
Poliamide	P6, P68	1—4	6,5	—	80—110	0,1—0,15
	AK 7		20	—		
	Kapron		7,5	—		
Textolit nestratificat (căptușeală presată)	Fără adaosuri, uns cu apă	1—4	9—15	—	80—100	—
	Cu PTFE-4, uns cu apă		15—20	—		≈0,05
	Cu PTFE-4, uns cu ulei mineral		⩽11	—		≈0,08
Textolit stratificat (uns cu ulei mineral)		⩽2	⩽10	12—18	80—100	0,12—0,18
		⩽6	⩽4			(neuns)
Lemn plastifiat	Lignofol (cu tocătură)	⩽1	⩽6	—	⩽70	—
	Lignoston (stratificat)	⩽1	⩽10	—	⩽70	—
Cauciuc vulcanizat pe suport metalic (uns cu apă)	Dur	⩽25	⩽0,5	—	⩽60	—
	Moale		⩽0,2	—	⩽50	—

Observații. 1. Materialele plastice au o conductivitate termică de 200 — 300 de ori mai redusă decît oțelul, de aceea se preferă să fie folosite sub forma unor căptușeli de grosimi cît mai reduse.

2. Pentru lagăre cu cuzineți din cauciuc se recomandă [10]

Tabelul A.4-10

Valori recomandate pentru raportul B/D pentru cuzineți radiali (bucșe) care lucrează cu frecare uscată, limită sau mixtă [39, 40, 43]

D, mm	5—25	30—75	80—100
B/D	1—2	0,5—1,5	0,4—1

Tabelul A.4-11

Rezistențe admisibile la cicluri alternat simetrice pentru oțeluri carbon de calitate de largă utilizare [4]

Oțelul	OLC 10	OLC 15		OLC 25		OLC 35		OLC 45		OLC 60	
Tratamentul	Cr*	Cr	N	I	N	I	N	I	N	I	N	I
σ_{at}, N/mm^2	80—110	90—120	70—100	85—115	80—110	100—130	90—120	110—150	100—130	130—170

*) Cr — călire și revenire joasă; N — normalizat; I — îmbunătățit.

Tabelul A.4-9

Valori recomandate pentru jocul relativ ψ, în $^0/_{00}$, în funcție de tipul și diametrul cuzinetului, în condiții de frecare uscată, limită sau mixtă

Cuzinetul / D, mm	Aliaje Cu—Sn—Pb [46]	GLACIER DU [13]	Folie elastică R [13]	GLACIER DX [43]		Relon [16] *)	Textolit sau lemn plastifiat [1]		Grafitoplast ATM-1 [1]
				$pv < 0{,}18$ Nm/mm²s $v < 0{,}4$ m/s	$pv > 0{,}18$ Nm/mm²s $v > 0{,}4$ m/s		Execuție monolit	Asamblat din segmente	
10	10—4	4	6,5	3	9,5	13	3—6	2—4	2,5—3
20	10—3	1,5	3,2	1,75	5,5	10			
50	5—1,6	1	2,5	1	2,3	6			
100	3,5—1,2	0,7	1,8	0,75	1,4	5			

*) Datele se referă la bucșe monolit unse cu unsoare consistentă, g fiind grosimea peretelui; $g = 1{,}5 + 0{,}075D$ [mm].

Observație. Jocul diametral relativ și absolut rezultă indirect și din cîmpurile de toleranțe recomandate pentru execuția fusului și a alezajului.

Tabelul A.4-12

Valori recomandate pentru parametrii caracteristici ai lagărelor radial-axiale sferice [19]

Soluția constructivă / Parametrii lagărului		Oțel durificat / MoS_2 / Oțel durificat	PTFE impregnat cu fibre de sticlă / Oțel durificat	Bronz (Cu—Al) / Oțel durificat	Recomandări
Sarcini dinamice p_0, N/mm²	Cicluri oscilante	24	97	10	Pentru $L_0 = 10^5$ (oscilații)
	Ciclu alternant simetric	41	24	10	
Sarcini statice p_{as}, N/mm²		240	97	50	
Intervalul recomandat pentru reungere L_r (oscilații)		$L_r < 0{,}3\ L_0$	De obicei nu se unge	$L_r < 0{,}3L_0$	Uleiuri sau unsori cu aditivi EP sau MoS_2
Valorile factorului f_0 dacă se respectă condițiile de reungere		10—15	1	5—10	Valorile depind de soluția constructivă și dimensiuni
Temperatura maxim admisibilă a lagărului, t_a, °C		—	280	100	Dacă dilatarea nu este împiedicată. Atenție la jocuri corespunzătoare
Performanțele principale ale lagărului		Sarcini ridicate, șocuri, sarcini alternante	Sarcini foarte ridicate dar fără schimbarea sensului. Viteze moderate. Nu necesită întreținere	Sarcini moderate. Viteze scăzute ($v <$ $< 0{,}5$ m/s). Frecare redusă	

Observație. Pentru informații referitoare la jocuri, rugozități, condiții și toleranțe de montaj se va consulta STAS 9794-74.

Tabelul A.4-13

Recomandări și date pentru proiectarea articulațiilor sferice [19]

Tipul articulației	Radial-axială	Preponderent radială		Axială
Semiunghiul maxim de oscilație	10°—40°	10°—30°		25°—30°
Domeniul principal de utilizare	Mecanisme cu pîrghie	Articulații pentru comanda direcției, suspensiei etc.	Articulații pentru cremaliere de direcție	
Modul de ungere	Unsori consistente	Unsori consistente cu litiu la montaj)	Unsori consistente	
	Este util să se creeze un spațiu — rezervor pentru unsoarea consistentă			
Etanșarea	Dacă articulația lucrează în mediu abraziv, corosiv sau se dorește crearea unui rezervor de lubrifiant se folosesc carcase, burdufuri, inele protectoare din cauciuc sau material plastic			
Materiale pentru fus	Oțel durificat (călit sau cementat)			
Materiale pentru cuzinet	Oțel durificat (în adîncime sau superficial). Bronz. Materiale plastice armate (gen textolit)			
Presiunea admisibilă p_a, N/mm², și efortul unitar σ_a, N/mm², pentru fus	Pentru *sarcini statice*, în funcție de material, 140—240 N/mm². Pentru *sarcini dinamice* (L_0 = 50 000 cicluri, ν = 10 ... 25 cicluri/min), 80—180 N/mm²	p_a = 35 ... 50 N/mm², calculată cu valoarea maximă a forței		p_a = 15 N/mm² pentru materiale plastice și 20 N/mm² pentru cuzinet metalic. σ_a = 200 ... 300 N/mm², fusul trebuie verificat la oboseală
	0,3—0,5	0,2—0,4		0,4—0,6
B/D	Durabilitatea este greu de determinat	Pentru compensarea jocurilor ce apar prin uzare și eliminarea șocurilor articulația va fi pretensionată prin elemente elastice		

Observație. Pentru articulațiile sferice radial-axiale se va consulta și STAS 9797-74.

Tabelul A.4-14

Factorul de emisivitate ε_m [19]

Natura și starea suprafeței corpului lagărului	Emisivitatea ε_m
Metale polizate	0,2
Oțel galvanizat	0,3
Tablă de oțel	0,5
Oțel (fontă) turnat sau forjat	0,7
Oțel sau fontă ruginită	0,8
Aluminiu polizat și oxidat	0,2
Aliaje de cupru polizate și oxidate	0,7
Suprafețe vopsite cu negru mat	0,9
Suprafețe acoperite cu negru de fum în strat gros	1,0
Suprafețe emailate în alb	0,9
Aluminiu lăcuit	0,4
Suprafețe acoperite cu ulei:	
0,02 mm grosime	0,2
0,1 mm grosime	0,6
Ceramică	0,7—1,0

Tabelul A.4-15

Valori orientative pentru stabilirea temperaturii maxime admisibile a lubrifiantului [36]

Domeniul de utilizare	t_a, °C
Lagăre utilizate în domenii unde se cere limitarea deformațiilor termice (mașini-unelte etc.)	50—60
Lagăre uzuale	60—80
Lagăre utilizate la mașini și instalații termice sau tehnologice care lucrează la temperaturi ridicate	80—90

Observație. Valorile din acest tabel trebuie corelate cu cele din fig. A4-11 care stabilesc, durata de utilizare a uleiului.

Tabelul A.4-16

Valoarea coeficientului k_d pentru calculul jocului relativ la temperatura de montaj ψ_{20} [16, 32 33, 36]

Materialul cuzinetului*	Materialul corpului lagărului				
	Oțel sau fontă			Aliaje de aluminiu	
	Corp cu pereți subțiri	Corp cu pereți groși, cuzinet cu dilatare liberă	Cuzinet montat în carcasa mașinii cu dilatare împiedicată	Corp cu pereți subțiri	Corp cu pereți groși, cuzineti cu dilatare liberă
Aliaje Y-Sn (compoziție pentru lagăre)	17—19	22—24	27—28	—	—
Bronzuri și alame	11—12	17—19	22—23	0	0
Aliaje de Zn	20—24	26—30	31—35	3—4	6—7
Aliaje de: Al; Al-Cu; Al-Cu-Mn și Al-Sn	16—18	22—24	27—29	—	—

Tabelul A.4-16 (continuare)

Materialul cuzinetului *	Materialul corpului lagărului				
	Oţel sau fontă			Aliaje de aluminiu	
	Corp cu pereţi subţiri	Corp cu pereţi groşi, cuzinet cu dilatare liberă	Cuzinet montat în carcasa maşinii cu dilatare împiedicată	Corp cu pereţi subţiri	Corp cu pereţi groşi, cuzinet cu dilatare liberă
Al-Si	13—14	19—22	24—26	0—4	5—6
Al-Mg şi Al-Mg-Mn	19—20	25—26	30—31	—	—
Aliaj de magneziu	19	25	30	—	—
Fonte	3—4	9—10	15	0	0
Oţel	5	1	16	0	0
Materiale plastice	34—44	40—50	45—55	18—28	24—34

*) Se va considera:

— materialul cuzinetului însuşi, cînd cuzinetul este necăptuşit;

— materialul căptuşelii cuzinetului (material antifricţiune), dacă grosimea căptuşelii cuzinetului:

$s \geq 1$ mm pentru $D = 30 \ldots 100$ mm;

$s \geq 2$ mm pentru $D = 100 \ldots 200$ mm;

$s \geq 3$ mm pentru $D = 200 \ldots 300$ mm;

— materialul de suport al cuzinetului dacă grosimea căptuşelii cuzinetului este mai mică decît valorile susmenţionate.

Tabelul A.4-17

Alegerea uleiurilor minerale în funcţie de domeniul de utilizare [37]

Uleiuri pentru lagăre de:	Marca uleiului şi standardul sau norma internă
Motoare cu piston Compresoare rotative sau cu piston	M 20; M 30; M 40; M 50; STAS 751-80 K 40; K 65; K 90; K 120; K 150; STAS 1195-70
Tubine cu abur	Tb-5003; Tb-5004; Tb-5005; STAS 742-71
Maşini supuse frigului Maşini care lucrează la temperaturi scăzute	F 7; F 15; F 24; STAS 898-70
Locomotive diesel electrice	L 2; NID 3627-68
Laminoare şi alte instalaţii industriale	LDE; STAS 7332-65
Maşini-unelte şi instalaţii hidraulice	L 30; NID 3623-69 H 3; H 5; H 8; H 10; H 30; NID 3962-66
Maşini textile	Te 6; Te 12; Te 14; Te 16; STAS 744-70
Turbocompresoare	Tc 20; TC 32; Te 38; NID 3789-70

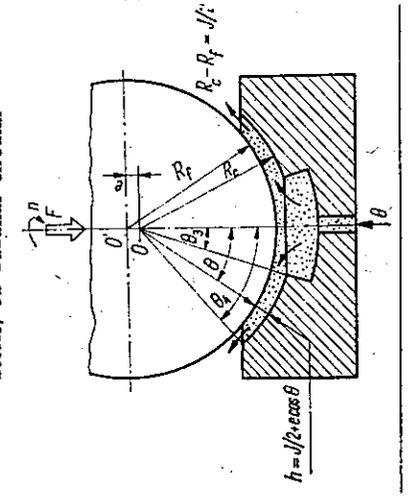
Tabelul A.4-19

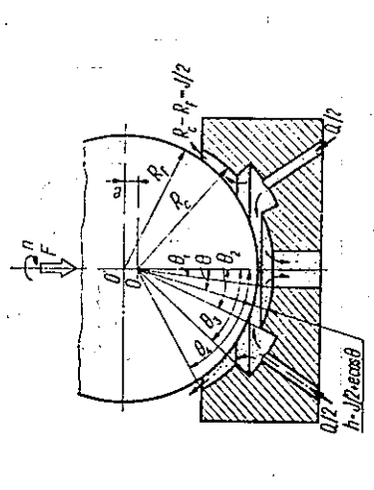
Expresiile coeficienţilor adimensionali a_p şi a_q şi ale suprafeţei A pentru lagărele hidrostatice conice şi sferice [27]

	A	a_q	a_p
Lagăr axial-radial			
Conic, cu buzunar circular	$\pi R^2 \cdot 10^{-6}$	$\frac{\pi}{3}\left[\frac{1}{1-(R_0/R)^2}\right]\sin\alpha$	$\frac{1}{2}\left[\frac{1-(R_0/R)^2}{\ln(R/R_0)}\right]$
Conic, cu buzunar inelar	$\pi(R_4^2 - R_1^2)\cdot 10^{-6}$	$\frac{\pi}{6a_p}\left[\frac{1}{\ln(R_4/R_3)}+\frac{1}{\ln(R_2/R_1)}\right]\sin\alpha$	$\frac{1}{2(R_4^2-R_1^2)}\left[\frac{R_4^2-R_3^2}{\ln(R_4/R_3)}-\frac{R_2^2-R_1^2}{\ln(R_2/R_1)}\right]$
Conic, cu buzunar inelar	$\pi(R_4^2 - R_1^2)\cdot 10^{-6}$	$\frac{\pi}{6a_p}\left[\frac{1}{\ln(R_4/R_3)}+\frac{1}{\ln(R_2/R_1)}\right]\sin\alpha$	$\frac{1}{2(R_4^2-R_1^2)}\left[\frac{R_4^2-R_3^2}{\ln(R_4/R_3)}-\frac{R_2^2-R_1^2}{\ln(R_2/R_1)}\right]$
Sferic, cu buzunar circular	$\pi R^2 \cdot 10^{-6}$	$\frac{\pi}{3}\left[\frac{1}{1-(R_0/R)^2}\right]\sin\alpha$	$\frac{1}{2}\left[\frac{1-(R_0/R)^2}{\ln(R/R_0)}\right]$
Sferic, cu buzunar inelar	$\pi(R_4^2 - R_1^2)\cdot 10^{-6}$	$\frac{\pi}{6a_p}\left[\frac{1}{\ln(R_4/R_3)}+\frac{1}{\ln(R_2/R_1)}\right]\sin\alpha$	$\frac{1}{2(R_4^2-R_1^2)}\left[\frac{R_4^2-R_3^2}{\ln(R_4/R_3)}-\frac{R_2^2-R_1^2}{\ln(R_2/R_1)}\right]$

Tabelul A. 4-19 (continuare)

Lagăr axial-radial	a_p	a_q	A
Sferic, cu buzunar circular	$J = 0;\quad e \neq 0$	$\dfrac{\pi \sin^2\theta_4}{3(\mathrm{tg}^2\theta_4 - \mathrm{tg}^2\theta_3)}$	$\pi R_f^2 \sin^2\theta_4 \cdot 10^{-6}$
	$\dfrac{\mathrm{tg}^2\theta_4 - \mathrm{tg}^2\theta_3}{\sin^2\theta_4\,[\mathrm{tg}^2\theta_4 - \mathrm{tg}^2\theta_3 + \ln(\mathrm{tg}^2\theta_4/\mathrm{tg}^2\theta_3)]}$		
	$J \neq 0;\quad e = 0$	$\dfrac{\pi \sin^2\theta_4}{6(\cos\theta_3 - \cos\theta_4)}$	
	$\dfrac{1}{\sin^2\theta_4}\left[\dfrac{\cos\theta_3 - \cos\theta_4}{\ln\left(\mathrm{tg}\dfrac{\theta_4}{2}\Big/\mathrm{tg}\dfrac{\theta_3}{2}\right)}\right]$		
Sferic, cu buzunar inelar	$J = 0;\quad e \neq 0$	$\dfrac{\pi}{3a_p}\left[\dfrac{1}{A} + \dfrac{1}{B}\right]$	$\pi R_f^2(\sin^2\theta_4 - \sin^2\theta_1) \cdot 10^{-6}$
	$\dfrac{1}{\sin^2\theta_4 - \sin^2\theta_1}\left[\dfrac{\mathrm{tg}^2\theta_4 - \mathrm{tg}^2\theta_3}{A} + \ln(\mathrm{tg}^2\theta_4/\mathrm{tg}^2\theta_3) - (\mathrm{tg}^2\theta_2 - \mathrm{tg}^2\theta_1)/B\right]$		
	$A = \mathrm{tg}^2\theta_4 - \mathrm{tg}^2\theta_3 + \ln(\mathrm{tg}^2\theta_4/\mathrm{tg}^2\theta_3)$		
	$B = \mathrm{tg}^2\theta_2 - \mathrm{tg}^2\theta_1 + \ln(\mathrm{tg}^2\theta_2/\mathrm{tg}^2\theta_1)$		
	$J \neq 0;\quad e = 0$	$\dfrac{\pi}{6a_p}\left[\dfrac{1}{\ln\left(\mathrm{tg}\dfrac{\theta_4}{2}\Big/\mathrm{tg}\dfrac{\theta_3}{2}\right)} - \dfrac{1}{\ln\left(\mathrm{tg}\dfrac{\theta_2}{2}\Big/\mathrm{tg}\dfrac{\theta_1}{2}\right)}\right]$	
	$\dfrac{1}{\sin^2\theta_4 - \sin^2\theta_1}\left[\dfrac{\cos\theta_3 - \cos\theta_4}{\ln\left(\mathrm{tg}\dfrac{\theta_4}{2}\Big/\mathrm{tg}\dfrac{\theta_3}{2}\right)} - \dfrac{\cos\theta_1 - \cos\theta_2}{\ln\left(\mathrm{tg}\dfrac{\theta_2}{2}\Big/\mathrm{tg}\dfrac{\theta_1}{2}\right)}\right]$		





Observație. $a_c = a_q/a_p$

Tabelul A · 4-18

Caracteristicile funcționale pentru un sector dreptunghiular plan [9]

B/L	h_M/h_m	x_p/L	C_{ps}	C_{Qxs}	C_{Qys}	C_{fs}
0,5	1,2	0,527	77,04	0,587	0,0722	70,35
	1,5	0,560	43,55	0,715	0,181	35,56
	2,0	0,601	34,42	0,926	0,363	24,36
	3,0	0,655	33,72	1,343	0,733	19,52
	5,0	0,715	41,36	2,169	1,488	18,64
	8,0	0,761	57,18	3,402	2,641	20,49
	10,0	0,780	69,16	4,222	3,417	22,19
1,0	1,2	0,522	31,42	0,574	0,0489	28,74
	1,5	0,548	17,92	0,679	0,123	14,78
	2,0	0,582	14,48	0,847	0,246	10,54
	3,0	0,627	14,87	1,163	0,498	9,17
	5,0	0,680	19,73	1,764	1,010	9,940
	8,0	0,723	29,61	2,635	1,792	12,30
	10,0	0,741	37,29	3,208	2,318	14,03
2,0	1,2	0,520	16,22	0,561	0,0255	17,74
	1,5	0,543	11,10	0,643	0,0638	9,252
	2,0	0,573	9,083	0,765	0,128	6,798
	3,0	0,615	9,588	0,975	0,258	6,264
	5,0	0,663	13,30	1,339	0,522	7,351
	8,0	0,704	20,86	1,837	0,923	9,697
	10,0	0,722	26,78	2,157	1,192	11,35

Tabelul A · 4-20

Expresiile de calcul al puterii consumate prin frecare P_f pentru lagărele hidrostatice conice și sferice [27]

Lagăr axial-radial	P_f
Conic, cu buzunar circular	$6{,}2 \cdot 10^{-5} n^2 \mu R^4[1 - (R_0/R)^4]/h \sin\alpha$
Conic, cu buzunar inelar	$6{,}2 \cdot 10^{-5} n^2 \mu [(R_2^4 - R_1^4) + (R_4^4 - R_3^4)]/h \sin\alpha$
Sferic, cu buzunar circular $J = 2(R_c - R_f)$	$J = 0;\ e \neq 0$ $1{,}24 \cdot 10^{-4} n^2 \mu R_f^4[\cos^2\theta_4 - \cos^2\theta_3 + \ln(\cos^2\theta_3/\cos^2\theta_4)]/e$ $J \neq 0;\ e = 0$ $1{,}66 \cdot 10^{-4} n^2 \mu R_f^4[\cos\theta_3(\sin^2\theta_3 + 2) - \cos\theta_4(\sin\theta_4 + 2)]J$
Sferic, cu buzunar inelar $J = 2(R_c - R_f)$	$J = 0;\ e \neq 0$ $1{,}24 \cdot 10^{-4} n^2 \mu R_f^4[\cos^2\theta_4 - \cos^2\theta_3 + \ln(\cos^2\theta_3/\cos^2\theta_4) + \cos^2\theta_2 - \cos^2\theta_1 + \ln(\cos^2\theta_1/\cos^2\theta_2)]/e$ $J \neq 0;\ e = 0$ $1{,}66 \cdot 10^{-4} n^2 \mu R_f^4[\cos\theta_3(\sin^2\theta_3 + 2) - \cos\theta_4(\sin^2\theta_4 + 2) + \cos\theta_1(\sin^2\theta_1 + 2) - \cos\theta_2(\sin^2\theta_2 + 2)]/J$

Observație. Schemele constructive ale diferitelor tipuri de lagăre sînt prezentate în tabelul A4-19.

Bibliografie

1. **Alșiț, I. Ia., Blagov, B. H.** *Proectirovanie detalei iz plastmass.* Moscova, Mașinostroenie, 1977.
2. **Beitz, W. și Keusch, W.** *Die Durchführung von Gleitlager — Variantenkonstructionen mit Hilfe elektronischen Datenverarbeitungsanlagen.* VDI Berichte 196. Dusseldorf, VDI-Verlag, 1973.
3. **Bron, L. S. și Tartakovski, J. E.** *Ghidrauliceskii privod agregatnîh stancov i avtomaticeskih linii.* Moscova, Mașinostroenie, 1974.
4. **Buzdugan, Gh. și Blumenfeld, M.** *Calculul de rezistență al pieselor de mașini.* București, Editura tehnică, 1979.
5. **Carson, R. W.** *Self — lubricated bearings.* În: Prod. Engng. 35, *8*, 1964, p. 79—89.
6. **Cernavski, S. A., ș.a.** *Proectirovanie mehaniceskih peredaci.* Moscova, Mașinostroenie, 1976.
7. **Chironis, N. P.** *Mechanisms, linkages, and mechanical controls.* Londra, McGraw-Hill, 1965.
8. **Constantinescu, V. N.** *Teoria lubrificației în regim turbulent.* București, Editura Academiei R. P. România, 1965.
9. **Constantinescu, V. N. ș.a.** *Lagăre cu alunecare.* București, Editura tehnică, 1980.
10. **Davîdov, A. P.** *Rezinovîe podșipniki v mașinostroenii.* Leningrad, Mașinostroenie, 1976.
11. **Florea, J., ș.a.** *Mecanica fluidelor. Probleme.* București, Editura didactică și pedagogică, 1976.
12. **De Gee, A. W. J. și Vaessen, G. H. G.** *The selection of bearing and journal materials for use under cobditions of lubricant starvation.* În: Volumul lucrărilor conferinței EUROTRIB, Londra, 1973, p. 137—145.
13. **Hentschel, G.** *Hochbelastbare Trockengleitlager.* În: Antriebstechnik, 15, *10*, 1976, p. 522—528, 504, 506.
14. **Keusch, W. și Bock, K. I.** *Entwicklung eines universsellen, nach tribologischen Erfordernissen aufgebauten Bauhastensystems „Gleitlager".* În: Volumul II al lucrărilor conferinței EUROTRIB, Dusseldorf, 1977, p. 39/1...39/4.
15. **Kunkel, H. și Arsenius, T.** *Hydrostatische Lager.* În: Kugellager-Zeitschrift, *173*.
16. **Manea, Gh.** *Organe de mașini.* Vol. 1. București, Editura tehnică, 1970.
17. **Martin F. A. și Garner D. R.** *Plain journal bearings under steady loades: Design guidance for safe operation.* În: Volumul lucrărilor conferinței EUROTRIB, Londra, 1973, p. 449—463.
18. **Milowitz, K.** *Lager and Schmierung.* Viena, Springer-Verlag, 1962.
19. **Neale, M. I. ș.a.** *Tribology handbook.* Londra, Butterwarths, 1973.
20. **Oprean, A. ș.a.** *Acționări hidraulice.* București, Editura tehnică, 1976.
21. **Orlov, P.** *Fundamentals of machine design.* Vol. 4. Moscova, Mir Publishers, 1977.
22. **Pascovici, M. D. ș.a.** *Lagăre radiale hidrodinamice* — Îndrumar pentru proiectare. Institutul politehnic București, 1978.
23. **Pavelescu, D. ș.a.** *Tribologie.* București, Editura didactică și pedagogică, 1977.
24. **Pichaud, R.** *Fluguerklager.* În: Kugellager — Zeitschrift *175*, p. 18—26.
25. **Rippel, C. H.** *Cast Bronze Bearing Design Manual.* Cleveland, CBBI, 1967.
26. **Rippel, C. H.** *Cast Bronze Thrust Bearing Design Manual.* Cleveland, CBBI, 1967.
27. **Rippel, C. H.** *Cast Bronze Hydrostatic Bearing Design Manual.* Cleveland, CBBI, 1969.
28. **Semenov, A. P., Savinski, Iu. E.** *Metallofioroplastovîe podșipniki.* Moscova, Mașinostroenie 1976.
29. **Smith, D. M.** *Journal Bearings in Turbomachinery.* Londra, Chapman and Hall Ltd., 1969.
30. **Steinhilper, W.** *Konstruktive Massnahmen zum Optimieren hydrodynamischer Gleitlager.* În: Maschinenmarkt, 85, *1*, 1979, p. 7—10.
31. **Suroviac, V. și Hudzinski, S.** *Primenenie plastmass vî mașinostroenie.* Moscova, Mașinostroenie, 1965.
32. **Terplan, Z. ș.a.** *Gepelemek II/1.* Budapesta, Tankonyvkiadó, 1968.
33. **Vogelpohl, G.** *Betriebssichere Gleitlager*, Berlin, Springer-Verlag, 1958.
34. **Weiler, W. și Voll, H.** *Hydrostatische FAG — Axiallager in der grössten Kraft. Normalmesseinrichtung der Welt.* În: Walzlagertechnik, *1*, 1978, p. 7 ... 11.
35. **Winlöf, G.** *Ring bearings.* Patent U.S.A., Cl. 308-128, (F 16 C 1/24), No. 356442, 1968.
36. *Metodă generală pentru calculul geometric hidrodinamic și de rezistență peutru lagărele radiale cu alunecare hidrodinamice.* TS 46. MICM — ICTCM București, 1980.

37. *Catalogul produselor petroliere.* București, M.I.Ch, PECO, 1981.
38. *Trenie iznașivanie i smazka — Spravocinik,* Vol. 1 și 2. Moscova, Mașinostroenie, 1979.
39. *Notes on the design of plain sleeve bearings.* În: Mach. Design, *5*, 1967.
40. *Dry bearings & Materials. Designes'Handbook No. 2.* The Glacier Metal Company Limited (Anglia).
41. *Halbschalen und Anbaufscheiben. Handbuch Nr. 4 für den Konstrukteur,* The Glacier Metal Company Lmited (Anglia).
42. *Tilting pad thrust bearings. Designer's Handbook No. 5,* The Glacier Metal Company Limited (Anglia).
43. *Pre-lubricated bearings. Designers'Handbook No. 9,* The Glacier Metal Company Limited (Anglia).
44. *Standard tilting pad journal bearings.* În: Glacier technical bulletin, 10, 1971.
45. Catalogue 300, Gleitlager — G.m.b.H. Göttingen (R.F.G.).
46. Gleitlager, FLENDER & Co. (R.F.G.), 4290 Bocholt, Postfach 139.

5. Utilizarea rulmenților în industria construcțiilor de mașini

Rulmenții — elemente de sprijin ale arborilor și a altor piese cu mișcare de rotație — sînt utilizați pe scară largă în construcția de mașini, datorită avantajelor acestora, comparativ cu lagărele de alunecare.

Notații

a — constantă care ține seama de modul de ungere și răcire a lagărului cu rulmenți radiali cu role cilindrice;
B — lățimea rulmentului;
C, C_0 — capacitatea de încărcare dinamică, respectiv statică, a rulmentului;
d — diametrul fusului arborelui; diametrul alezajului inelului interior al rulmentului;
D — diametrul alezajului carcasei; diametrul exterior al rulmentului;
$D_{e\,pinion}$ — diametrul exterior al pinionului executat corp comun cu arborele de intrare;
d_m — diametrul mediu al rulmentului;
e, e_k — parametru depinzînd de tipodimensiunea rulmentului și de raportul F_a/C_0, respectiv de raportul F_{ak}/C_0;
F_r, F_{rk} — forța radială totală din lagăr, respectiv cea corespunzătoare treptei k de funcționare;
F_a, F_{ak} — forța axială din lagăr, respectiv forța axială corespunzătoare treptei k de funcționare;
F_{at} — forța axială totală din lagăr (include și forța axială suplimentară, care apare la rulmenții radial-axiali);
F'_{ap}, F''_{ap} — forțele axiale admisibile, în cazul rulmenților cu role cilindrice;
f — factorul de turație;
f_i — factorul de încărcare depinzînd de numărul și de tipul rulmenților din lagăr;
f_d — factor de regim depinzînd de tipul mașinii din care face parte montajul;
f_e — factor suplimentar; se aplică numai în cazul antrenării prin curele sau lanț;
f_s — factor de șoc; se aplică numai în cazul montajelor cu rulmenți de la roțile autovehiculelor;
f_t — factor de temperatură;
f_z — factor suplimentar depinzînd de precizia danturii; se aplică în cazul montajelor transmisiilor cu roți dințate;
f_p — factorul de corecție a sarcinii echivalente;
k — treapta k, de turație n_k și de sarcină P_k;
L_h, $L_{h\,dat}$, L_{km} — durata de funcționare a rulmentului, durata de funcționare impusă, în ore, respectiv durata de funcționare a rulmenților roților autovehiculelor în milioane de km;
L — durabilitatea rulmentului calculată în milioane de rotații;
n, n_k — turația de regim a lagărului, respectiv turația în treapta k de funcționare;
$n_{lim\,rulment}$ (n_g) — turația limită a rulmentului indicată în cataloagele de rulmenți (notată cu n_g), atît pentru ungerea cu ulei, cît și pentru ungerea cu unsoare;
n_{lim} — turația limită admisă ($n_{lim} = f n_{lim\,rulment}$);
n_m — turația echivalentă medie a rulmentului în cazul existenței mai multor trepte de viteze;
P_0 — sarcina statică echivalentă (pentru $n \leqslant 10$ rot/min);
P, P_k — sarcina dinamică echivalentă, respectiv sarcina dinamică echivalentă pentru treapta k de funcționare;
P_m — sarcina dinamică echivalentă medie (pentru $k > 1$);
p — exponentul ecuației durabilității;
s_0 — factor de siguranță, în cazul rulmenților cu $n < 10$ rot/min; ține seama de condițiile de funcționare ale lagărului;
t — temperatura de regim a lagărului;
v_p — viteza periferică a fusului arborelui, în m/s;
V — factorul prin care se ia în considerare inelul care se rotește;
χ — constantă pentru calculul lui F''_{ap} la rulmenții cu role cilindrice care pot prelua și forțe axiale;
q_k — durata de funcționare, în procente, corespunzătoare treptei k de funcționare;
Q — constantă care ține seama de mărimea rulmentului cu role cilindrice;
X_0, Y_0 — factorul radial, respectiv axial, pentru rulmenții nerotitori ($n \leqslant 10$ rot/min);
X (X_k), Y(Y_k) — factorul radial, respectiv axial, pentru rulmenții rotitori ($n > 10$ rot/min), respectiv pentru treapta k de funcționare.

Notații utilizate la schema logică

B_{max} — lățimea maximă a rulmentului admisă la montaj;
CP — clasa de precizie a rulmentului: *0* — precizie medie-mică; *1* — precizie ridicată;
D_{max} — diametrul exterior maxim al rulmentului admisibil la montaj;
d_{min} — diametrul interior minim al rulmentului admisibil la montaj;
FC — indice complex pentru verificarea forței maxime;
F_{max} — forța maximă capabilă a fi preluată de un rulment;
I — indice de sarcină: *0* — sarcină și turație constante; *1* — sarcină și/sau turație variabile;
IC — indice depinzînd de modul de realizare a carcasei: *0* — fără plan de separație; *1* — cu plan de separație;
J — indicele tipului de rulment;
k_a, k_1, k_2 — rigiditate arbore, rigiditate mică, respectiv rigiditate mare;
L_a — lungimea arborelui;
M, N — indici de comutare;
N_i — numărul de rulmenți montați pe același arbore;
S — tipul de montaj utilizat;
SR — seria rulmentului;
$SR1$, $SR2$ — numărul minim, respectiv maxim, de serie în clasa dată de rulmenți;
ε_T, ε_{ad} — deformația termică, respectiv cea admisibilă a arborelui.

5.1. Tipuri caracteristice de montaje cu rulmenți

Montajul cu rulmenți — indiferent unde este utilizat — trebuie să realizeze fixarea radială și axială — în ambele sensuri — a arborelui, fără să introducă forțe suplimentare în rulmenți, în cazul cînd arborele se dilată termic și/sau se încovoaie sub acțiunea forțelor exterioare.

Toate ansamblurile cu rulmenți se realizează după una din cele două scheme tipice de montare a rulmenților: cu fixarea axială a arborelui, în ambele sensuri, într-un singur lagăr (fig. 5.1) și cu fixarea axială a arborelui în ambele lagăre, fiecare lagăr asigurînd fixarea axială într-un singur sens (fig. 5.2) [1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 9].

Schema din fig. 5.1 fixează axial arborele într-un singur lagăr (lagărul A) — în ambele sensuri — celălalt lagăr *) (lagărul B) permițînd deplasări în direcție axială **). Montajul permite dilatarea și încovoierea arborelui, în limitele admise de rulmenții folosiți. Se recomandă în cazul arborilor lungi — cînd sînt posibile erori de execuție și montaj — și în cazul existenței unor temperaturi de funcționare ridicate; se folosește și în cazul arborilor sprijiniți pe mai multe lagăre. Deplasarea axială a arborelui se poate realiza chiar

*) Sau celelalte lagăre, montajul permițînd sprijinirea arborelui pe mai multe lagăre.
**) Arborele este fixat numai radial.

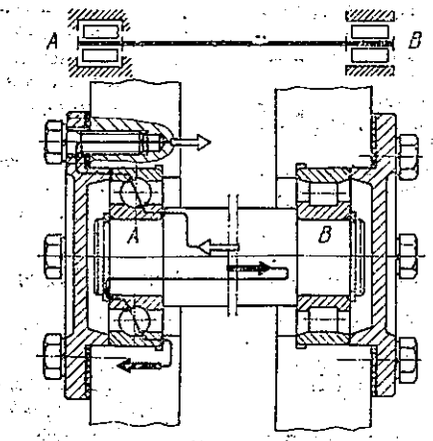


Fig. 5.1

în interiorul rulmentului (la rulmenții cu role cilindrice de tip N, NU sau cu ace) *) sau prin deplasarea rulmentului în alezajul carcasei **). Este recomandabil ca lagărul care asigură fixarea axială a arborelui să aibă cea mai mică încărcare radială, pentru a egaliza încărcările celor două lagăre.

Schema din fig. 5.2, *a* — la care fixarea axială se realizează în ambele capete — se recomandă pentru arborii scurți, cu deformații termice neglijabile, deformațiile de încovoiere — în anumite limite — fiind admise. În cazul folosirii rulmenților radial-axiali, se obține montajul în X, la care distanța dintre punctele de aplicație a reacțiunilor este mai mică decît distanța dintre centrele corpurilor de rostogolire ale rulmenților. Cînd se utilizează rulmenții radiali cu bile pe un rînd sau cu role cilindrice (de tip NJ) — la

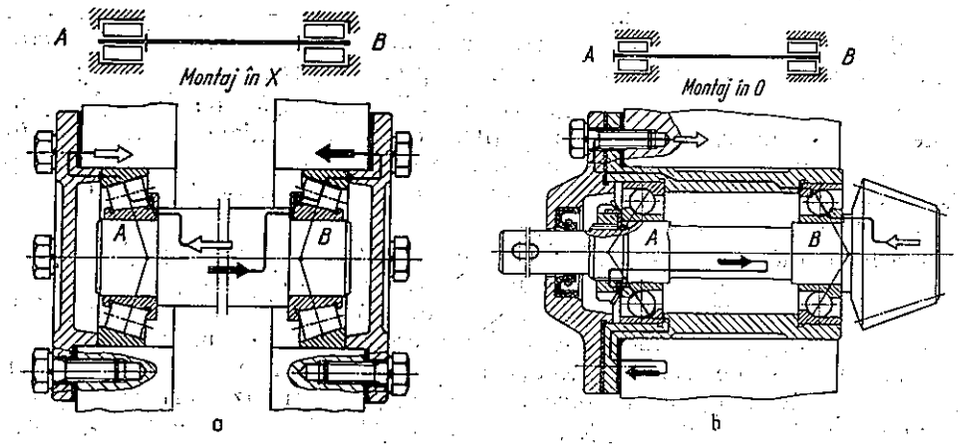


Fig. 5.2

*) Deplasările axiale permise sînt mici.
**) Mai rar pe fusul arborelui.

sarcini axiale mici care acționează într-un singur sens — se prevede un joc axial de 0,5—1 mm între inelul exterior al unui rulment și capacul de închidere, pentru eventualele dilatații termice ale arborelui *); la rulmenții radial-axiali la care se efectuează reglarea jocului dintre corpurile de rostogolire și inele acest joc nu este permis [1, 5, 6].

Montajul din fig. 5.2, *b* se recomandă pentru arborii scurți și rigizi (cu deformații neglijabile de încovoiere), permițînd dilatarea arborelui; în cazul rulmenților radial-axiali, dilatațiile termice modifică jocul în rulmenți. Conform acestei scheme, rulmenții radial-axiali se montează în O, montajul fiind caracterizat printr-o distanță mai mare între punctele de aplicație a reacțiunilor decît distanța dintre centrele corpurilor de rostogolire ale rulmenților; se recomandă în cazul unor restricții de gabarit axial [5, 6, 7].

Tipurile de rulmenți care se folosesc în fiecare lagăr trebuie să răspundă, individual sau în combinație, cerințelor fixării axiale. Astfel, pentru prima schemă de montaj (v. fig. 5.1), se utilizează, pentru lagărul care realizează fixarea axială în ambele sensuri — în funcție de mărimea sarcinilor radiale și axiale — rulmenți radiali cu bile pe un rînd, rulmenți cu role cilindrice tip NJ + HJ sau NU + HJ, rulmenți oscilanți cu bile sau cu role, doi rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice, combinații de rulmenți radiali cu bile și rulmenți cu role cilindrice pe un rînd (tip N sau NU) sau pe două rînduri, combinații de rulmenți radiali cu bile sau cu role cilindrice și rulmenți axiali; se utilizează și combinații între un rulment radial-axial sau axial-radial și un rulment axial cu bile cu simplu efect. Pentru celălalt lagăr (care permite deplasarea în direcție axială) se pot folosi rulmenți radiali cu bile, cu role cilindrice sau rulmenți oscilanți [4, 5, 6, 7, 9, 15, 16, 17, 20, 21].

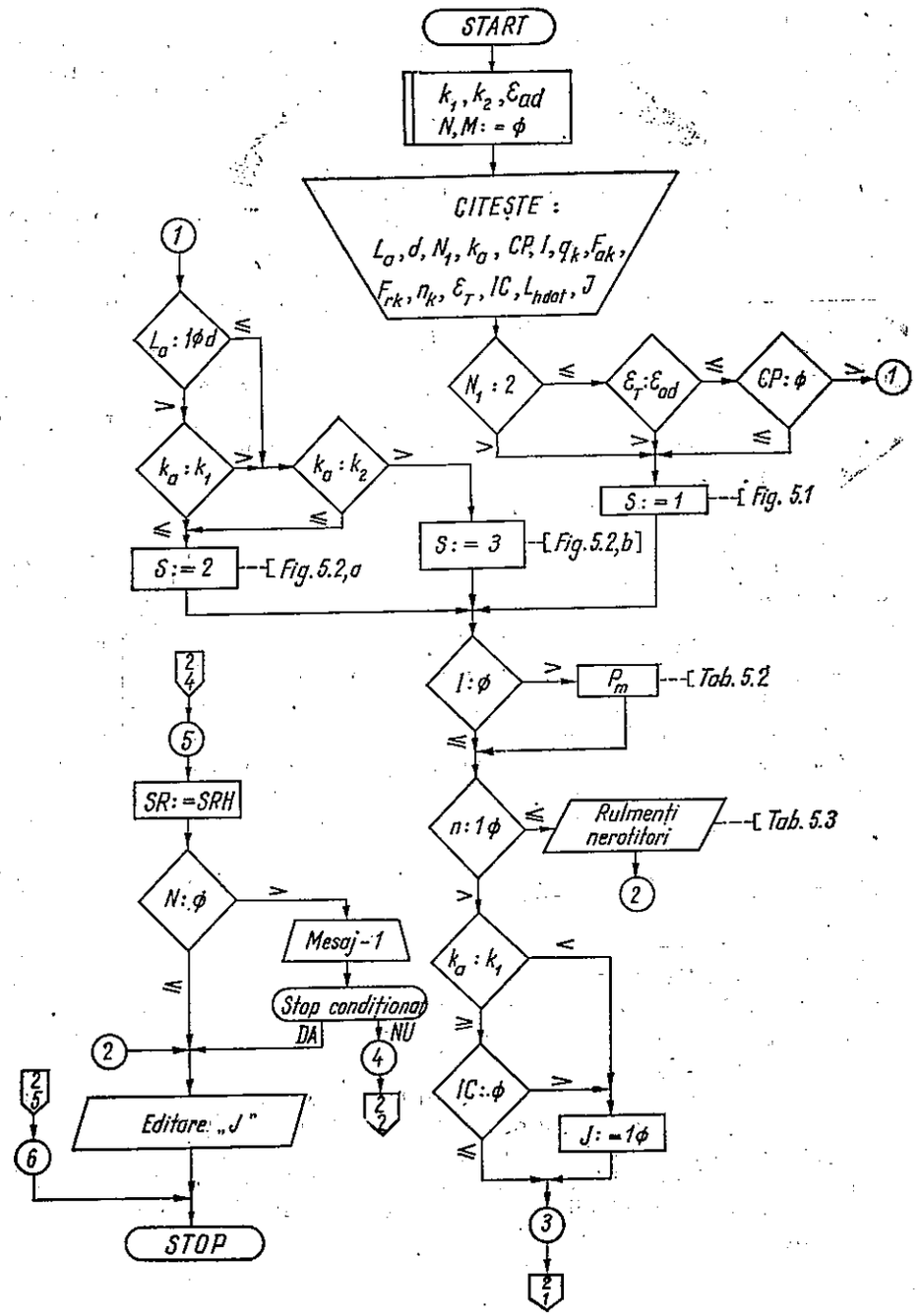
Pentru schemele de montaj din fig. 5.2, *a* și *b* se pot folosi — în funcție de tipul și mărimea sarcinilor care încarcă lagărele — rulmenți radiali cu bile pe un rînd, rulmenți cu role cilindrice tip NJ, rulmenți oscilanți sau rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice [4, 6, 21].

5.2. Recomandări privind proiectarea montajelor cu rulmenți

La proiectarea unui montaj cu rulmenți trebuie rezolvate — în afara alegerii și verificării rulmenților — și o serie de alte probleme, ca: fixarea inelelor rulmenților, reglarea jocului în rulmenții radial-axiali, ungerea și etanșarea lagărelor, alegerea ajustajelor de montaj și a toleranțelor pentru fusul arborelui și alezajul carcasei.

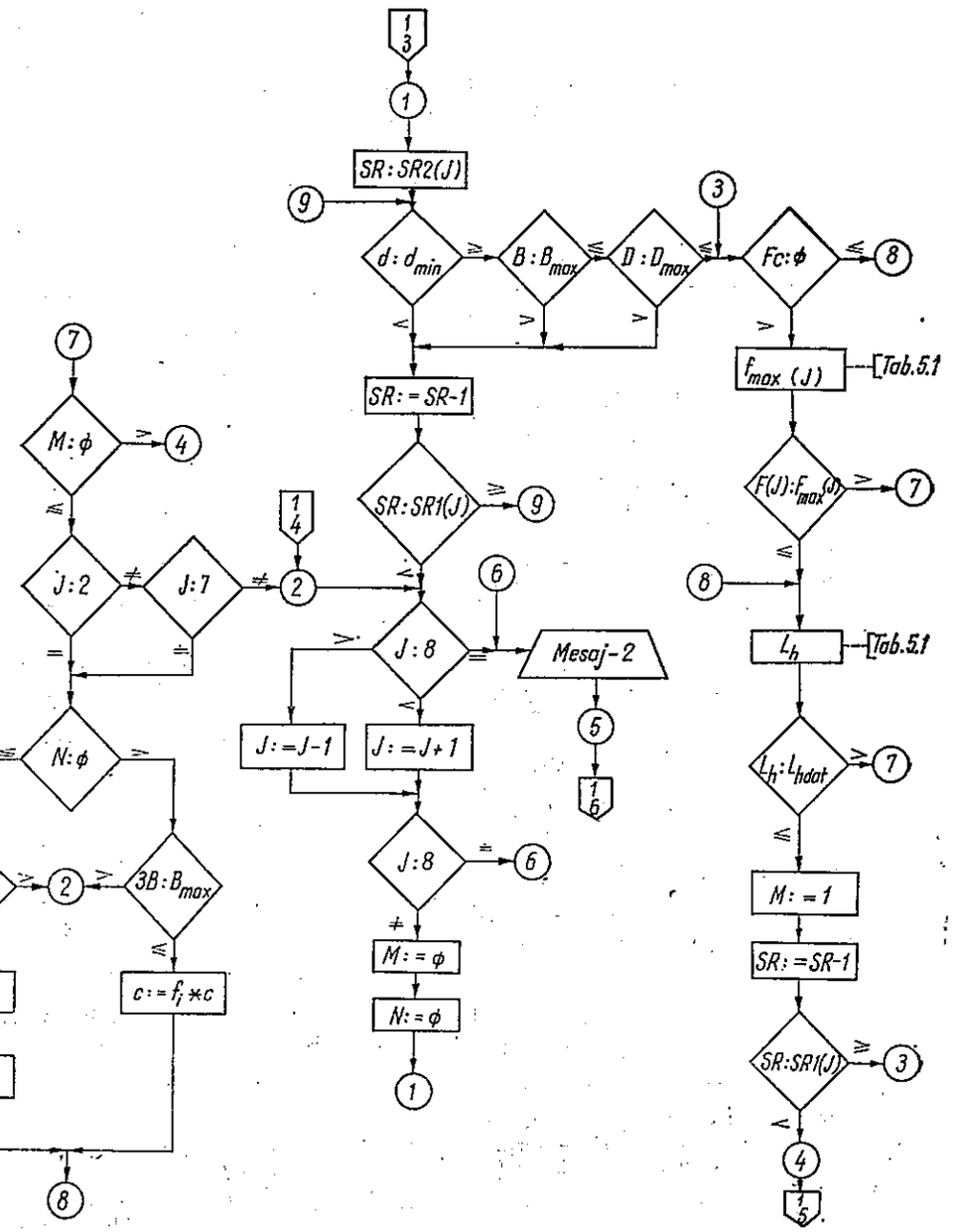
Alegerea tipului de montaj, a rulmenților din fiecare lagăr și verificarea acestora se poate efectua cu ajutorul schemei logice din fig. 5.3, întocmită: pe baza relațiilor din tabelul 5.1 în cazul rulmenților rotitori la care sarcina și turația sînt constante, din tabelul 5.2. în cazul rulmenților rotitori la care sarcina și turația sînt variabile în trepte și din tabelul 5.3 în cazul rulmenților nerotitori (cu $n < 10$ rot/min).

*) Valoarea jocului depinde de mărimea rulmentului și de temperatura de funcționare.



a

Fig. 5.3, a



b

Fig. 5.3, b

Tabelul 5.1

Calculul rulmenților rotitori, care funcționează la sarcină și turație constante [5, 6, 7, 9, 10]

Tipul rulmentului			Sarcina echivalentă P pentru: $F_a/F_r \leqslant e$	Sarcina echivalentă P pentru: $F_a/F_r > e$	Coeficienți utilizați. Posibilități de utilizare a relațiilor de verificare a rulmenților din lagăre
Radial cu bile			$P = f_p V F_r$	$P = f_p(0{,}56VF_r + YF_a)$	$f_p = f_z f_d f_v f_s f_t^{-1}$; f_z, f_d, f_v, f_s, f_t, din tabelele A.5-2 ... A.5-6 La lagărele cu un rulment $C = C_{catalog}$ La lagărele cu doi rulmenți $C = f_t C_{catalog}$ f_t — din tabelul A.5-11. *Relațiile de verificare:* $n < n_{lim} = f n_{lim\ rulment}$, f pentru rulmenți oscilanți cu role din tabelul A.5-1, în funcție de F_a/F_r; pentru celelalte tipuri de rulmenți din fig. A.5-1, în funcție de $d_m = (D + d)/2$ și $L_{h\,dat}$; $L = \frac{60\,nL_{h\,dat}}{10^6}$, $C > C_{nec} = P\sqrt[p]{L}$; $L = (C/P)^p$, $L_h = L10^6/60n \geqslant L_{h\,dat}$, $p = 3$ pentru rulmenți cu bile și $p = 10/3$ pentru rulmenți cu role. *Observații:* $e = f(F_a/C_0)$; C, C_0 și coeficienții X și Y din [5, 11]; $V = 1$ — inel interior rotitor; $V = 1{,}2$ — inel exterior rotitor
Radial cu role cilindrice de tip N sau NU sau cu ace			$P = f_p V F_r$	—	
Radial cu role cilindrice de tip NJ, NU + HJ, NUP, NJ + HJ			$P = f_p V F_r$ dacă se verifică a) $F_a < F'_{ap} = aQ/n$, a și Q din tabelele A.5-7 și A.5-8, b) $F_a < F''_{ap} = \chi C_0$; χ din tabelul A.5-9, iar dacă nu, se alege alt tip de rulment	—	
Radial-axiali	Montați în același lagăr	Cu bile	$P = f_p(XVF_r + YF_a)$		
		Cu role conice	$P = f_p(VF_r + 1{,}12YF_a)$	$P = f_p(0{,}67VF_r + 1{,}68YF_a)$	
	Montați în lagăre separate	Cu bile și role conice	$P = f_p(XVF_r + YF_{at})$, F_{at} — forța axială totală din lagăr (v. tabelul 5.4)		
Axial cu bile			$P = f_p F_a$		
Oscilant cu bile sau cu role pe două rînduri			$P = f_p(XVF_r + YF_a)$		

Tabelul 5.2

Calculul rulmenților rotitori care funcționează la sarcină și viteză variabile [5, 6, 7, 9, 10]

Tipul rulmentului			Sarcina echivalentă P_k, pentru: $F_{ak}/F_{rk} \leqslant e_k$	Sarcina echivalentă P_k, pentru: $F_{ak}/F_{rk} > e_k$	Coeficienți utilizați. Posibilități de utilizare a relațiilor de verificare a rulmenților din lagăre
Radial cu bile			$P_k = f_p V F_{rk}$	$P_k = f_p(0{,}56VF_{rk} + Y_k F_{ak})$	$f_p = f_z f_d f_v f_s f_t^{-1}$, f_z, f_d, f_v, f_s, f_t din tabelele A.5-2 ... A.5-6. La lagăre cu un rulment $C = C_{catalog}$; La lagăre cu doi rulmenți $C = f_t C_{catalog}$, f_t — din tabelul A.5-11. *Relații de verificare:* $n_{max} < n_{lim} = f n_{lim\ catalog}$, f — pentru rulmenții oscilanți cu role din tabelul A.5-1, în funcție de $(F_{ak}/F_{rk})_{max}$; pentru celelalte tipuri de rulmenți — din fig. A.5-1, în funcție de $d_m = (D + d)/2$ și L_{hk}; $L = 60 n_m L_{h\,dat}/10^6$, în care $n_m = n_1 \frac{q_1}{100} + \ldots + n_k \frac{q_k}{100}$, unde $q_1 \ldots q_k$, este durata de funcționare, în procente din durata totală de funcționare, corespunzătoare turațiilor $n_1 \ldots n_k$; $C > C_{nec} = P_m \sqrt[p]{L}$, în care $P_m = \sqrt[p]{P_1^p \frac{n_1}{n_m}\frac{q_1}{100} + \ldots + P_k^p \frac{n_k}{n_m}\frac{q_k}{100}}$; $L = (C/P_m)^p$, $L_h = L10^6/60n_m \geqslant L_{h\,dat}$, $p = 3$ — pentru rulmenți cu bile și $p = 10/3$ — pentru rulmenți cu role. *Observații:* $e_k = f(F_{ak}/C_0)$; C, C_0 și coeficienții X_k și Y_k din [5, 11]; $V = 1$ inel interior rotitor; $V = 1{,}2$ inel exterior rotitor
Radial cu role cilindrice de tip N sau NU și rulmenți cu ace			$P_k = f_p V F_{rk}$	—	
Radial cu role cilindrice de tip NJ, NU + HJ, NUP, NJ + HJ			$P_k = f_p V F_{rk}$, dacă se verifică a) $F_{ak} < F'_a = aQ/n_k$; a și Q din tabelul A.5-7 și A.5-8 b) $F_a < F''_a = \chi C_0$, χ din tabelul A.5-9 iar dacă nu, se alege alt tip de rulmenți	—	
Radial — axiali	Montați în același lagăr	Cu bile	$P_k = f_p(X_k V F_{rk} + Y_k F_{ak})$		
		Cu role conice	$P_k = f_p(VF_{rk} + 1{,}12Y_k F_{ak})$	$P_k = f_p(0{,}67VF_{rk} + 1{,}68Y_k F_{ak})$	
	Montați în lagăre separate	Cu bile și cu role conice	$P_k = f_p(X_k V F_{rk} + Y_k F_{atk})$, F_{atk} — forța axială totală din lagăr în treapta k (tabelul 5.4)		
Axial cu bile			$P_k = f_p F_{ak}$		
Oscilant cu bile sau cu role pe două rînduri			$P_k = f_p(X_k V F_{rk} + Y_k F_{ak})$		

Tabelul 5.3

Calculul rulmenților nerotitori [5, 6, 7, 9, 10]

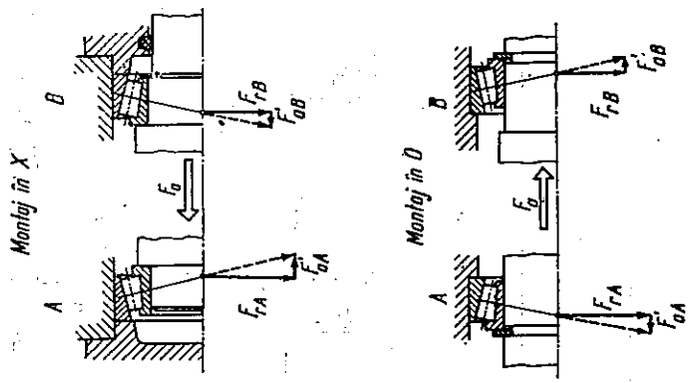
Tipul rulmentului			Sarcina echivalentă P_0, pentru: $F_a/F_r \leqslant e$	Sarcina echivalentă P_0, pentru: $F_a/F_r > e$	Posibilități de utilizare a relației de verificare sau de alegere a rulmenților din lagăre
Radial cu bile			$F_a/F_r \leqslant 0{,}8$ $P_0 = F_r$	$F_a/F_r > 0{,}8$ $P_0 = 0{,}6\ F_r + 0{,}5F_a$	La lagărul cu un rulment, $C_0 = C_{0\,catalog}$, $C_{0\,catalog}$ din [5]. La lagăre cu doi rulmenți $C_0 = 2C_{0\,catalog}$ Relația de verificare a unui (unor) rulment(rulmenți) existent(existenți) $C_0/P_0 \geqslant s_0$. Relația de alegere a unui (unor) rulment(rulmenți) din catalog $C_0 \geqslant s_0 P_0$, s_0 — din tabelul A.5-10.
Radial cu role cilindrice de tip N sau NU, sau cu ace			$P_0 = F_r$	—	
Radial cu role cilindrice de tip NJ, NU + HJ, NUP, NJ + HJ			$P_0 = F_r$, dacă se verifică $F_a \leqslant F_{ap} = \varkappa C_0$, iar dacă nu, se alege alt tip de rulmenți; $\varkappa$ din tabelul A.5-9	—	
Radial — axiali	Montați în același lagăr	Cu bile	$P_0 = X_0F_r + Y_0F_a$		
		Cu role conice	$P_0 = F_r + 2Y_0F_a$		
	Montați în lagăre separate	Cu bile	$P_0 = X_0F_r + Y_0F_{at}$		
		Cu role conice	$P_0 = 0{,}5F_r + Y_0F_{at}$ F_{at} — forța axială totală din lagăr (v. tabelul 5.4)		
Axial cu bile			$P_0 = F_a$		
Oscilant cu bile sau role pe două rînduri			$P_0 = F_r + Y_0F_a$		*Observație.* Coeficienții X_0 și Y_0 se aleg, în funcție de tipul rulmentului, din [5, 11]

Parametrii care intervin în calculul de verificare sînt precizați în Anexele 5.1—5.12, iar duratele de funcționare, orientative, ale lagărelor cu rulmenți de la diferite mașini-unelte și autovehicule sînt date în Anexele 5.13—5.15. În anexele A.5-15, A.5-16 sînt prezentate, pentru diverse tipuri de rulmenți, unele notații utilizate în schema logică din fig. 5.3. Expresiile forței axiale totale care intervine la calculul rulmenților radial-axiali sînt date în tabelul 5.4.

Tabelul 5.4

Forțele axiale totale din lagărele cu rulmenți radial-axiali [5, 6, 7]

Forța axială totală din lagărul:		Cazuri posibile de solicitare. Relații între forțele axiale				
A	B	1	2			
			a	b	c	
		$F_a = 0$ $F'_{aA} > F'_{aB}$	$F_a \neq 0$ $F'_{aA} > F'_{aB} + F_a$	$F_a \neq 0$ $F'_{aA} = F'_{aB} + F_a$	$F_a \neq 0$ $F'_{aA} < F'_{aB} + F_a$	Schema de montaj
$F_{atA} = F'_{aA} = 0{,}5F_{rA}/Y_A$. Deoarece [5, 7] $F_{atA}/F_{rA} < e$, F_{atA} nu intervine în relația sarcinii echivalente corespunzătoare lagărului $A - P_A$	$F_{atB} = F'_{aB} = 0{,}5\ F_{rB}/Y_B$. Deoarece [5, 7]: $F_{atB}/F_{rB} < e$,	$F_{atA} = F'_{aA} - F_a = 0{,}5F_{rA}/Y_A - F_a$		$F_{atB} = F'_{aB} - F_a = 0{,}5F_{rB}/Y_B - F_a$	F_{atB} nu intervine în relația sarcinii echivalente — corespunzătoare lagărului $B - P_B$	
$F_{atA} = F'_{aB} + F_a = 0{,}5\ F_{rB}/Y_B + F_a$						



Tabelul 5.4 (continuare)

Cazuri posibile de solicitare. Relații între forțele axiale	Schema de montaj		Forța axială totală din lagăr:	
			A	*B*
3			$F_{atA} = F'_{aB} = 0{,}5F_{rB}/Y_B$	$F_{atB} = F'_{aB} = 0{,}5\ F_{rB}/Y_B$. Deoarece [5, 7]: $F_{atB}/F_{rB} < e$,
4 a $F_a = 0$; $F'_{aA} < F'_{aB}$	Montaj în X		$F_{atA} = F'_{aB} - F_a = 0{,}5\ F_{rB}/Y_B - F_a$	F_{atB} nu intervine în relația sarcinii echivalente — corespunzătoare lagărului $B - P_B$
4 b $F_a \neq 0$; $F'_{aA} + F_a = F'_{aB}$			$F_{atA} = F'_{aA} = 0{,}5\ F_{rA}/Y_A$. Deoarece [5, 7]: $F_{atA}/F_{rA} < e$, F_{atA} nu intervine în relația sarcinii echivalente P_A	
4 c $F_a \neq 0$; $F'_{aA} + F_a > F'_{aB}$			$F_{atB} = F'_{aA} + F_a = 0{,}5\ F_{rA}/Y_A + F_a$	

Observație. În funcție de valoarea raportului $F_{at}/F_r \gtrless e$, forța axială totală din lagăr F_{at} intervine (în cazul $F_{at}/F_r > e$) sau nu (în cazul $F_{at}/F_r \leqslant e$) în relația sarcinii echivalente corespunzătoare lagărului.

Fixarea inelelor rulmenților. Montajul cu rulmenți — ales pentru un arbore — este eficient numai în cazul în care este realizată o fixare axială corespunzătoare a inelelor rulmenților.

Modul de fixare axială a inelelor depinde de mărimea sarcinii axiale care acționează în lagăr și de tipul inelului fixat (interior sau exterior).

În absența sarcinilor axiale, pentru fixarea axială a inelului unui rulment este suficient ajustajul cu strîngere dintre inelul respectiv și piesa conjugată (fusul arborelui sau alezajul carcasei). În celelalte cazuri este necesară fixarea axială a inelelor rulmentului cu ajutorul unor piese suplimentare, într-un sens sau în ambele sensuri, în funcție de tipul montajului utilizat.

Fixarea axială a inelului interior, într-un sens, se realizează cu ajutorul unui umăr de sprijin executat pe arbore sau cu o bucșă distanțieră montată între inelul interior al rulmentului și o altă piesă montată pe arbore. În partea opusă, fixarea axială se poate realiza — dacă este necesară — cu o piuliță canelată sau cu plăcuță de fixare și șuruburi — în cazul forțelor axiale mari și a gabaritului disponibil — cu inel elastic de rezemare pentru arbori — în cazul unor forțe axiale mai mici și al unor restricții în privința gabaritului [1, 4, 5, 6, 7, 8]. Modalitățile și mijloacele de fixare a inelului interior al rulmenților sînt exemplificate în fig. 5.4—5.18.

Inelele exterioare se fixează axial, într-un sens, cu ajutorul capacelor de închidere sau cu inele filetate, montate în carcasă sau în capacul de închidere. În sens opus, fixarea axială se poate realiza cu ajutorul unui umăr de sprijin — executat în carcasă sau în paharul rulmentului — în cazul forțelor axiale mari; în cazul forțelor axiale mici și al unor restricții de gabarit, se folosesc inele de oprire sau inele elastice de rezemare pentru alezaje (în cazul carcaselor cu, respectiv fără plan de separație) [1, 4, 5, 6, 7, 8]. Modalitățile și mijloacele de realizare a fixării inelelor exterioare ale rulmenților sînt prezentate în fig. 5.4—5.18.

Reglarea jocului. În rulmenții radial-axiali și axiali reglarea jocului se realizează la montaj, valorile jocului alegîndu-se în funcție de schema de montare a rulmenților radial-axiali (în X sau O) și de dilatațiile termice ale arborelui (mari sau mici) [5, 6, 7].

La montajul în X, jocul din rulmenți se reglează prin deplasarea inelului exterior, cu ajutorul unor garnituri de reglare intercalate între carcasă și capacul de închidere (v. fig. 5.8, 5.10, 5.13, *a* și 5.14), cu un inel sau capac filetat, înșurubate în carcasă sau în capacul de închidere (v. fig. 5.15).

La montajul în O, jocul din rulmenți se reglează prin deplasarea inelului interior, cu ajutorul unor piulițe montate pe arbore (v. fig. 5.2, *b* și 5.16).

Jocul în rulmenții axiali se reglează cu ajutorul garniturilor de reglare intercalate între capacul de închidere și carcasă (v. fig. 5.11, *b*) sau cu un capac filetat, montat în carcasă (v. fig. 5.11, *a*).

Ungerea lagărelor cu rulmenți. Ungerea se efectuează în scopul micșorării frecării dintre elementele componente ale rulmentului, pentru asigurarea protecției anticorosive, uniformizarea și evacuarea căldurii degajate și micșorarea zgomotului produs de rulment în timpul funcționării.

Ungerea cu ulei se recomandă pentru [5, 6, 7]: lagărele care funcționează într-un spațiu în care se folosește ulei pentru ungerea altor organe în mișcare

(reductoare, cutii de viteze etc.); lagărele la care temperatura de funcționare este ridicată, fiind necesară evacuarea căldurii degajate (reductoare mari, mașini-unelte, utilaje tehnologice); lagărele la care este necesar un control continuu al ungerii (lagărele arborilor puternic încărcați); lagărele arborilor cu turație mare (mașini-unelte și utilaje tehnologice).

Ungerea cu ulei a lagărelor cu rulmenți se poate realiza prin [5, 6, 7]: ungere în baie de ulei proprie, în cazul rulmenților mari care funcționează la turație redusă (la unele utilaje tehnologice); ungere cu circulație de ulei — realizată cu ajutorul unei pompe — utilizată la turație ridicată, cînd este necesară o răcire a rulmentului (la mașini-unelte); ungere prin injecție de ulei, uleiul fiind pulverizat direct pe corpurile de rostogolire prin intermediul unor duze, folosită la turații ridicate și sarcini mari (la unele mașini-unelte); ungere prin stropire (majoritatea reductoarelor și transmisiilor cu roți dințate ale autovehiculelor).

Ungerea cu unsoare consistentă se aplică în condiții normale de funcționare (turații și temperaturi de funcționare medii), avînd avantajul că unsoarea poate fi menținută ușor în lagăr, contribuind la protejarea rulmentului împotriva impurităților și umezelii. Se aplică la rulmenții care sînt montați în locuri unde nu există ulei pentru ungerea altor organe de mașini (role de cablu, benzi transportoare, cîrlige de macara, motoare electrice, pompe etc.), în cazul cînd uleiul nu ajunge prin stropire la unii rulmenți (la unele reductoare) sau cînd angrenajele transmisiei funcționează cu uzuri însemnate [5, 6, 7].

Etanșarea lagărelor cu rulmenți. Fiabilitatea lagărelor cu rulmenți este determinată atît de calitatea ungerii cît și de eficacitatea dispozitivului de etanșare.

Rolul dispozitivului de etanșare constă în protejarea lagărului împotriva pătrunderii — din exterior — a unor corpuri străine (praf, particule metalice, apă etc.) și evitarea scurgerii lubrifiantului din corpul lagărului.

Dispozitivul de etanșare se alege în funcție de [2, 4, 5, 6, 7, 8]: lubrifiantul folosit (ulei sau unsoare consistentă), sistemul de ungere (cu baie de ulei proprie, cu circulație sau injecție de ulei, prin stropire), condițiile de mediu (curat și uscat, impur și/sau umed), viteza periferică a arborelui, temperatura de funcționare a lagărului, construcția lagărului și poziția acestuia în cadrul ansamblului din care face parte. În funcție de aceste condiții se alege un dispozitiv de etanșare cu sau fără contact, iar cînd spațiul nu permite se folosesc rulmenți cu capace de protecție sau autoetanșați, pe o parte sau pe ambele părți *).

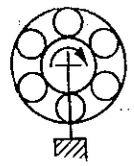
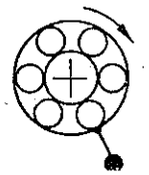
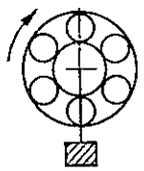
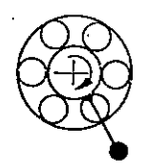
Ajustajele și toleranțele pentru lagărele cu rulmenți. Acestea sînt condiționate de [5, 6, 7]: modul de solicitare a inelului (sarcină periferică sau locală), felul și mărimea sarcinilor, tipul și mărimea rulmentului, condițiile de temperatură, precizia de rotire impusă, construcția și materialul arborelui și al carcasei, condițiile de montare-demontare ale rulmenților, deplasarea axială a rulmentului mobil.

*) v. și cap. 8 *Sisteme de etanșare* din volumul II.

Modul de solicitare a inelelor de rulment este condiționat de mișcarea inelului în raport cu direcția sarcinii. În tabelul 5.5 sînt prezentate recomandări privind alegerea ajustajelor inelelor rulmentului, în funcție de modul de solicitare a acestora.

Tabelul 5.5

Recomandări privind alegerea ajustajelor pentru inelele rulmenților [5, 6, 7]

Schema încărcării	Inelul rotitor	Inelul staționar	Direcția sarcinii	Tipul încărcării	Ajustajul recomandat
	Interior	Exterior	Constantă	Periferică pe inelul interior	Inelul interior montat cu strîngere
	Exterior	Interior	Se rotește cu inelul exterior	Locală pe inelul exterior	Inelul exterior montat liber
	Exterior	Interior	Constantă	Periferică pe inelul exterior	Inelul exterior montat cu strîngere
	Interior	Exterior	Se rotește cu inelul interior	Locală pe inelul interior	Inelul interior montat liber

Felul și mărimea sarcinilor influențează ajustajul în sensul că, la sarcini mari și cu șocuri, pe inelul încărcat periferic este necesar să se aleagă — între acest inel și piesa conjugată — un ajustaj cu strîngere mare pentru evitarea slăbirii strîngerii și rotirii inelului.

În cazul rulmenților cu role se recomandă strîngeri mai mari decît pentru rulmenții cu bile. De asemenea, pentru rulmenții mari se recomandă strîngeri mai mari decît pentru cei de dimensiuni mici.

La temperaturi mari de funcționare, strîngerea ajustajului dintre arbore și inelul interior trebuie să fie mare, jocul ajustajului dintre carcasă și inelul

exterior trebuind mărit pentru a împiedica rotirea inelului interior față de arbore și, respectiv, pentru a asigura mobilitatea rulmentului în direcție axială.

La carcasele cu plan de separație nu este permisă alegerea unui ajustaj cu strîngere între inelul exterior și carcasă; în cazul sarcinilor periferice pe inelul exterior, se evită carcasele cu plan de separație sau cu discontinuități în alezajul carcasei. Pentru carcasele cu pereți subțiri, carcasele din materiale ușoare și pentru arborii tubulari se recomandă strîngeri mai mari decît pentru carcasele masive sau pentru arborii plini [5].

Pentru a ușura montarea-demontarea rulmenților — cînd ambele inele trebuie montate cu strîngere — se recomandă utilizarea rulmenților demontabili sau a celor cu alezaj conic la inelul interior și bucșă de strîngere sau extracție [5, 11].

La rulmenții cu role cilindrice de tip N sau NU și la rulmenții cu ace se pot alege ajustaje cu strîngere la ambele inele; pentru rulmenții la care deplasarea rulmentului mobil în direcție axială se realizează între inelul exterior și alezajul carcasei se recomandă un ajustaj liber între inelul exterior și carcasă; la carcasele din material ușor se prevăd bucșe din oțel în care se deplasează rulmentul în direcție axială [5].

Ajustajul dorit se obține prin alegerea unui cîmp de toleranțe corespunzător pentru arbore și pentru alezajul carcasei. Recomandări în acest sens sînt date în anexele 5.17 și 5.18, în funcție de tipul rulmentului, felul carcasei, felul și mărimea sarcinilor din lagăr și de tipul mașinii sau mecanismului în care sînt folosiți rulmenții.

5.3. Montaje cu rulmenți specifice reductoarelor de turație

La reductoarele de uz general și speciale, datorită marii diversități de tipodimensiuni (mărime, raport de transmitere, tipuri de angrenaje, moduri de legare cu mașina motoare și antrenată), se întîlnesc toate tipurile de rulmenți, în montaje corespunzătoare condițiilor de funcționare impuse.

La reductoarele cu angrenaje cilindrice cu dinți drepți, în lipsa forțelor axiale exterioare, fixarea axială a arborilor — în funcție de sarcinile care încarcă arborele și de lungimea acestuia — se poate realiza la un capăt — cu rulmenți radiali cu bile sau cu role cilindrice — celălalt lagăr permițînd deplasări axiale (pentru eventuale dilatații termice) sau la ambele capete — prin rulmenți radiali cu bile sau role cilindrice [1, 6, 7].

La reductoarele cu angrenaje cilindrice cu dinți înclinați sau cu angrenaje conice este necesară realizarea unui montaj în care rulmenții să poată prelua forțele axiale din angrenaje. Forța axială este preluată, de obicei, de lagărul mai puțin încărcat radial, rezultînd, în acest fel, o încărcare mai uniformă a lagărelor; fixarea axială — în funcție de lungimea arborilor și de mărimile dilatațiilor termice — se poate realiza la un capăt sau la ambele capete. În cazul montării în consolă a pinioanelor conice, pentru lagărul din apropierea pinionului — mai solicitat — este necesară o construcție mai robustă, în vederea măririi rigidității arborelui, obținută prin utilizarea rulmenților cu role [1, 6, 7, 17, 20].

La reductoarele cu angrenaje în V se impune fixarea axială a unui singur arbore, ceilalți fiind fixați, în acest caz, prin intermediul danturii. Se folosește, în general, pentru fixarea axială arborele cu turația cea mai mică, rulmenții pe care este montat avînd cea mai mare capacitate de încărcare [6, 18].

La reductoarele cu angrenaje melcate, datorită încălzirii acestora și a forțelor axiale mari ce apar pe melc, arborele acestuia se fixează axial, de regulă, la un singur capăt (în funcție de sarcina necesar a fi preluată), celălalt capăt nefiind fixat, pentru a permite dilatarea arborelui [1, 6].

La reductoarele care transmit sarcini foarte mari, arborii se montează pe rulmenți oscilanți cu role sau se folosesc combinații între aceștia și rulmenți axial-oscilanți cu role [18].

În fig. 5.4—5.18 se prezintă exemple de montaje cu rulmenți pentru arborii reductoarelor de turație [1, 4, 6]. Principalele caracteristici ale montajului — direcția și mărimea sarcinilor preluate de lagărele cu rulmenți, turația arborelui, rigiditatea și dilatațiile termice ale arborelui — sînt precizate pentru fiecare soluție în parte. Modul de fixare axială a arborelui rezultă din schema care însoțește fiecare soluție constructivă, toate montajele prezentate fiind realizate după una din cele trei scheme de montaj posibile (v. fig. 5.1 și 5.2, *a* și *b*). Sînt precizate și sistemele de ungere și etanșare. În cazul lagărelor cu rulmenți radial-axiali, soluțiile constructive evidențiază și modul de reglare a jocului din rulmenți. Soluțiile prezentate pot fi aplicate și la arborii altor transmisii care funcționează în condiții similare.

Pinioanele conice se montează în pahare speciale, prin care se realizează reglarea jocului din angrenajul conic, permițînd deplasări axiale prin intermediul garniturilor de reglare, montate între flanșa paharului și carcasă (v. fig. 5.7, 5.9, 5.13, *a*, 5.14 și 5.16).

În fig. 5.19—5.23 se prezintă construcții de reductoare de turație [6] la care se folosesc soluții constructive de montaje cu rulmenți prezentate anterior. Fiecare construcție este însoțită de o schemă structurală, din care rezultă modul de fixare axială a fiecărui arbore din componența reductorului.

5.4. Montaje cu rulmenți specifice industriei de autovehicule

Multitudinea subansamblurilor transmisiilor de autovehicule și utilizarea acestora la diverse sarcini — în funcție de tipul și mărimea autovehiculului — impun utilizarea unei mari diversități de tipodimensiuni de rulmenți.

Dacă la motoarele cu ardere internă în general, este specifică utilizarea lagărelor cu alunecare, la cele cu unul sau doi cilindri *) se întîlnesc, în lagărele paliere, rulmenți; se folosesc, în acest scop, rulmenți radial-axiali cu bile, rulmenți cu role cilindrice (v. fig. 5.24) sau combinații ale acestora cu rulmenți cu bile (fig. 5.25) [15, 17, 20].

*) Fără a exclude, în totalitate, motoarele cu mai mulți cilindri, cu arborii cotiți asamblați.

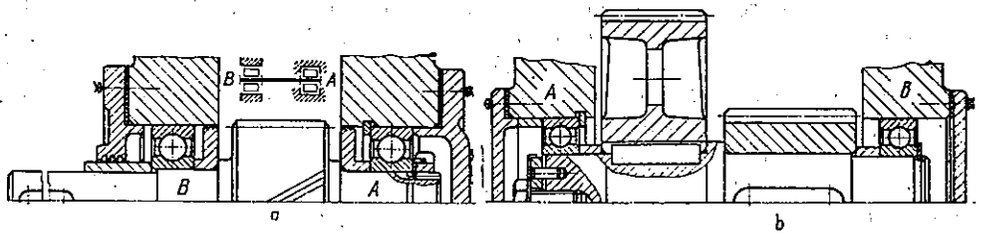


Fig. 5.4. Montaje recomandate pentru:
sarcini radiale mici și medii și sarcini axiale mici, în ambele sensuri (preluate numai de rulmentul din lagărul *A*), turații mari, arbori rigizi, dilatații termice mari; ungere cu unsoare consistentă (*a*) sau cu ulei (*b*); etanșare cu canale circulare (*a*).

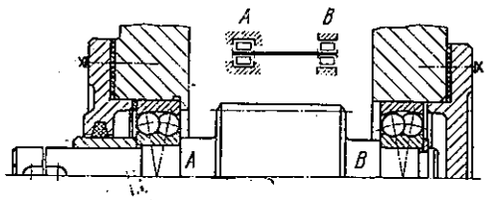


Fig. 5.5. Montaj recomandat pentru:
sarcini radiale mari și foarte mari și sarcini axiale în ambele sensuri (preluate numai de rulmentul din lagărul *A*), turații medii (limitate de sistemul de etanșare), arbori elastici, dilatații termice mari; ungere cu ulei, etanșare cu inel din pîslă.

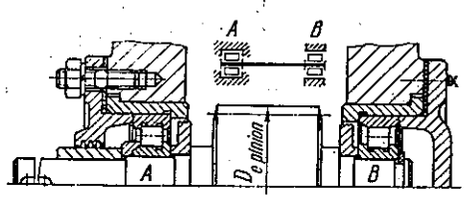


Fig. 5.6. Montaj recomandat pentru:
sarcini radiale mari și eventuale sarcini axiale neglijabile, care acționează în ambele sensuri (preluate numai de rulmentul din lagărul *A*), turații medii, arbori foarte rigizi, dilatații termice mici, carcase fără plan de separație; ungere cu unsoare consistentă, etanșare cu canale circulare.

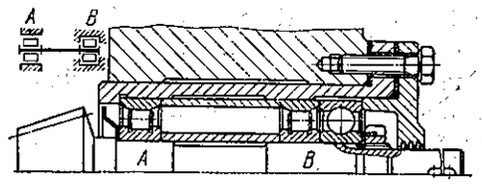


Fig. 5.7. Montaj recomandat pentru:
sarcini radiale mari (preluate numai de rulmenții cu role cilindrice) și sarcini axiale mici, în ambele sensuri (preluate de rulmentul cu bile), turații medii, arbori foarte rigizi, dilatații termice mici; ungere cu unsoare consistentă, etanșare cu canale circulare.

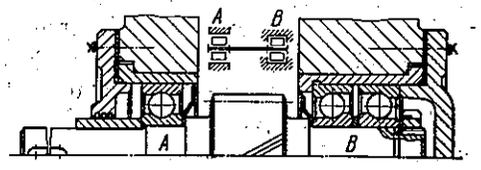


Fig. 5.8. Montaj recomandat pentru
sarcini radiale medii în lagărul *A* și mari în lagărul *B* și sarcini axiale medii (preluate de rulmenții radial-axiali), în ambele sensuri, turații mari și foarte mari, arbori rigizi, dilatații termice mari; ungere cu unsoare consistentă, etanșare cu canale circulare.

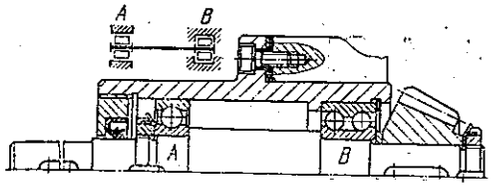


Fig. 5.9. Montaj recomandat pentru:
sarcini radiale mari și sarcini axiale medii, în ambele sensuri, în lagărul *B* și sarcini radiale medii în lagărul *A*, turații medii, arbori rigizi; dilatații termice mari; ungere cu unsoare consistentă, etanșare cu manșetă de rotație.

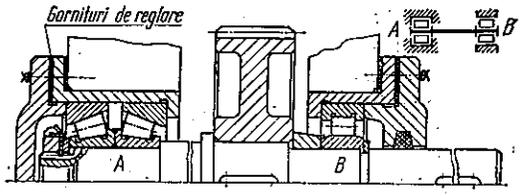


Fig. 5.10. Montaj recomandat pentru:
sarcini radiale foarte mari și sarcini axiale [mari în ambele sensuri (preluate de rulmenții radial-axiali), turații medii, dilatații termice mici; ungere cu ulei, etanșare cu inel din pîslă.

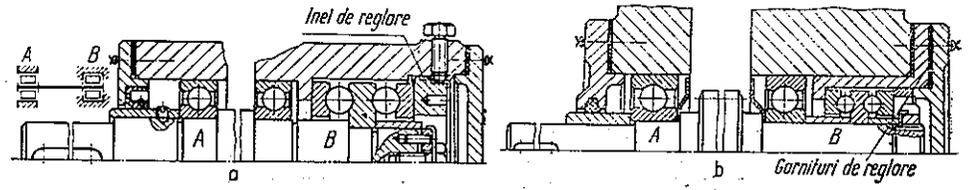


Fig. 5.11. Montaje recomandate pentru:
sarcini radiale mici-medii și sarcini axiale mari în ambele sensuri, turații mici (limitate de rulmentul axial), arbori rigizi, dilatații termice mari; ungere cu ulei (*a*) sau cu unsoare consistentă (*b*), etanșare cu inel din pîslă (*b*) sau cu manșetă de rotație (*a*).

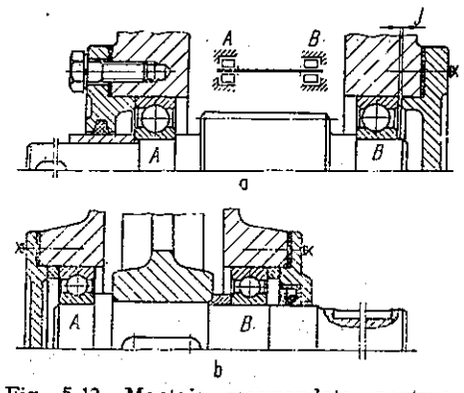


Fig. 5.12. Montaje recomandate pentru:
sarcini radiale mici și medii și eventuale sarcini axiale mici (varianta *a* — rulmentul din lagărul *A*, într-un singur sens; varianta *b* — rulmentul *A* într-un sens, iar rulmentul *B* în celălalt sens), turații medii, arbori rigizi, dilatații termice mici, în limita jocului $j = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ mm (*a*) și nefiisemnate (*b*); ungere cu ulei, etanșare cu inel din pîslă (*a*) sau cu manșetă de rotație (*b*).

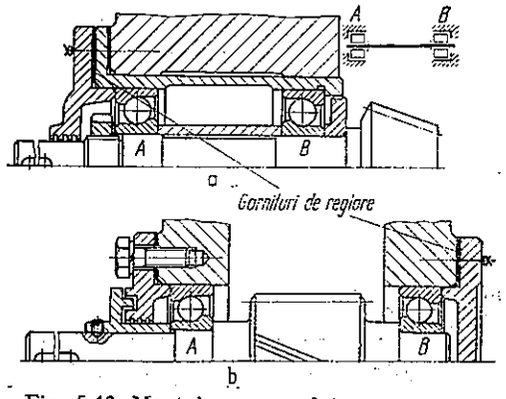


Fig. 5.13. Montaje recomandate pentru:
sarcini radiale medii și sarcini axiale medii în ambele sensuri, turații mari, arbori rigizi, dilatații termice neglijabile; ungere cu unsoare consistentă (*a*) sau cu ulei (*b*), etanșare cu canale circulare (*a*) sau combinată (*b*).

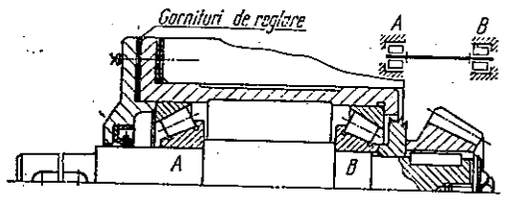


Fig. 5.14. Montaj recomandat pentru: sarcini radiale mari și sarcini axiale mari în ambele sensuri, turații medii (limitate de rulmenții cu role conice), arbori rigizi, dilatații termice nefnsemnate; ungere cu unsoare consistentă, etanșare cu manșetă de rotație.

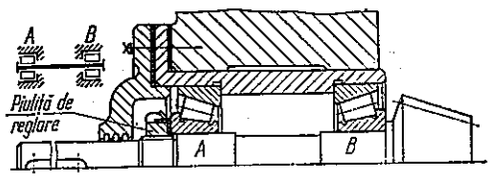


Fig. 5.16. Montaj recomandat pentru: sarcini radiale și axiale mari în ambele sensuri, turații medii (limitate de rulmenții cu role conice), arbori rigizi, dilatații termice mici, arbori cu distanță mică între rulmenți; ungere cu ulei, etanșare cu inele circulare.

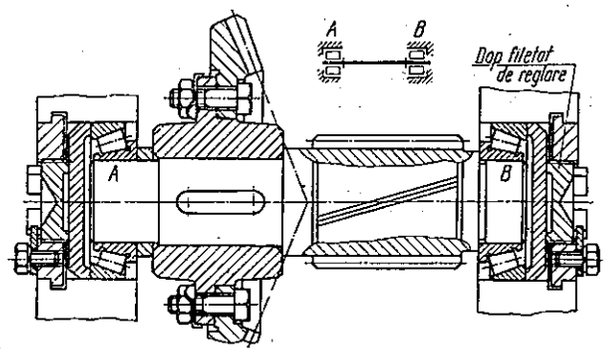


Fig. 5.15. Montaj recomandat pentru: sarcini radiale și axiale mari în ambele sensuri, turații medii (limitate de rulmenții cu role conice), arbori rigizi, deformații termice neinsemnate, ungere cu ulei.

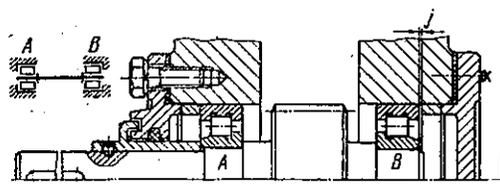


Fig. 5.17. Montaj recomandat pentru: sarcini radiale mari și eventuale sarcini axiale neglijabile în ambele sensuri, turații medii (limitate de rulmenții cu role), arbori foarte rigizi, dilatații termice mici, în limita jocului $j = 0{,}2 \ldots 0{,}3$ mm; ungere cu ulei, etanșare combinată (cu inel din pîslă și labirint axial).

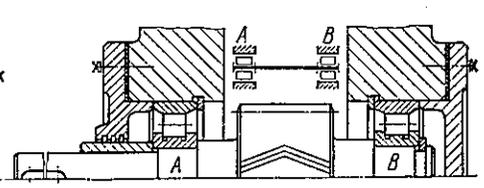


Fig. 5.18. Montaj recomandat pentru: arborii pinioanelor cu dantură în V, sarcini radiale mari (fixarea axială a arborelui, în ambele sensuri, se realizează prin intermediul danturii), turații medii (limitate de rulmenții cu role), arbori foarte rigizi, dilatații termice mici; ungere cu ulei, etanșare cu canele circulare.

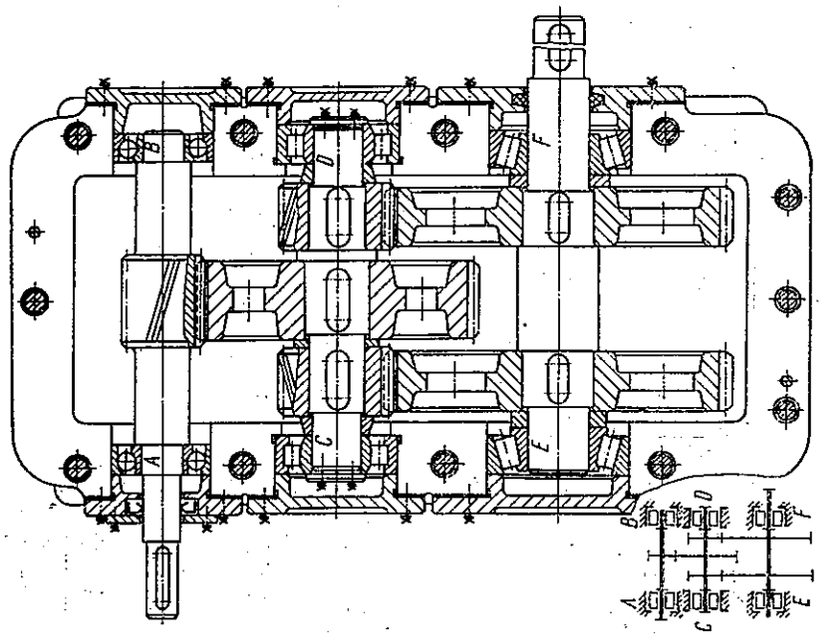


Fig. 5.20. Reductor cilindric cu două trepte, cu axele în plan orizontal, bifurcat în treapta a II-a.

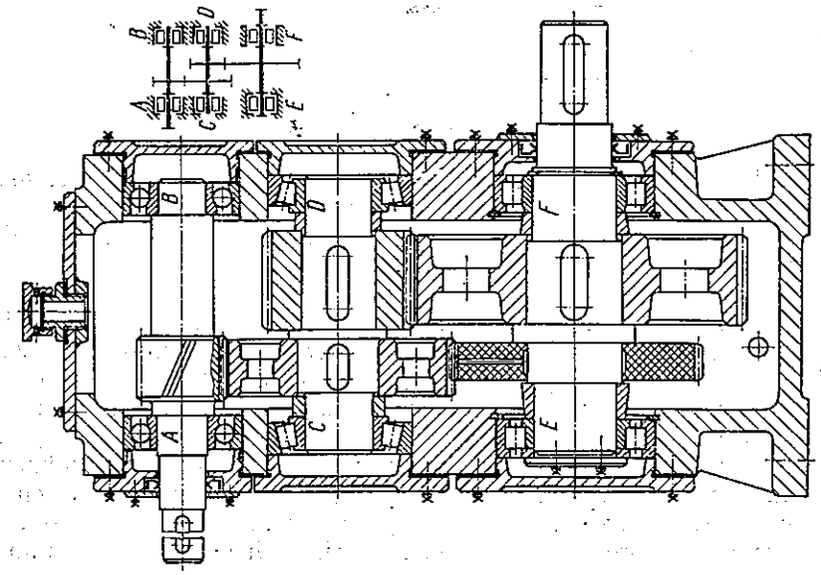


Fig. 5.19. Reductor cilindric cu două trepte, cu axele în plan vertical.

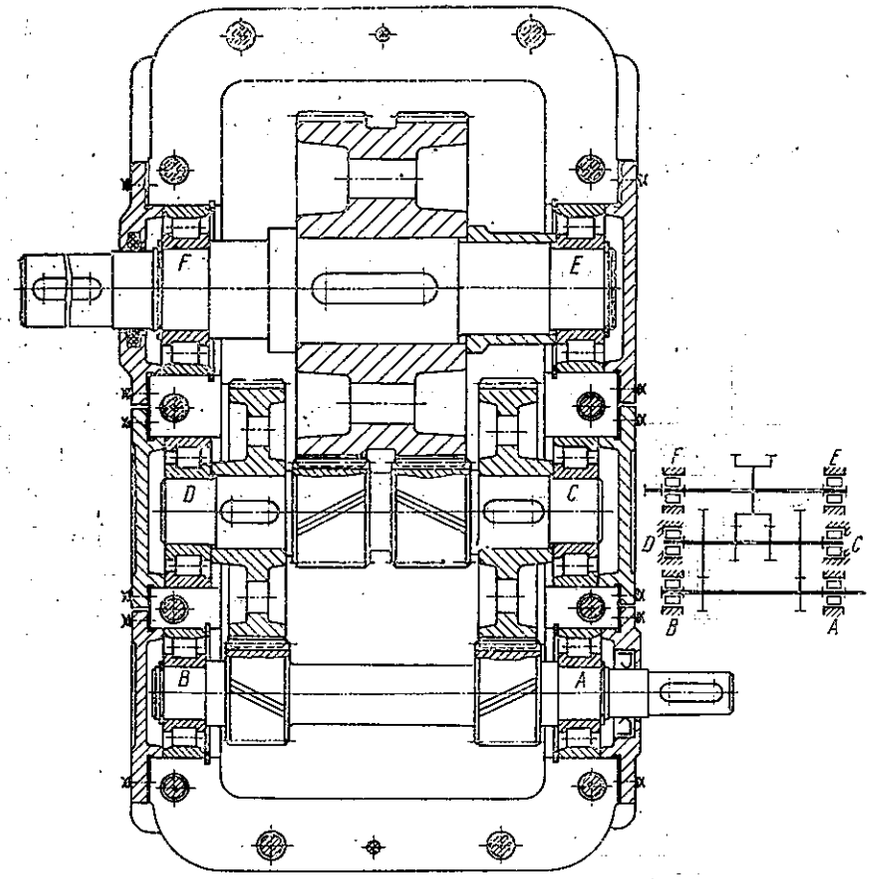


Fig. 5.21. Reductor cilindric cu două trepte, cu axele în plan orizontal, bifurcat în treapta I.

Lagărele arborilor de intrare în cutiile de viteze — pe care este montat discul condus al ambreiajului — se realizează, de obicei, cu rulmenți radiali cu bile, sarcinile în aceste lagăre fiind relativ mici, datorită turației ridicate a motoarelor moderne; fixarea axială, în ambele sensuri, este realizată prin rulmentul montat în carcasa cutiei de viteze, care poate fi radial cu bile (fig. 5.26 și 5.27) sau cu role cilindrice (fig. 5.28) [15, 17, 20]. Arborele intermediar, în funcție de capacitatea autovehiculului, este sprijinit pe rulmenți radiali cu bile (fig. 5.26, 5.27 și 5.28) sau cu role cilindrice, pe rulmenți radial-axiali cu role conice sau pe rulmenți radiali cu bile și cu role cilindrice, fixarea axială fiind realizată la un capăt sau la ambele capete [17, 20]. Arborele de ieșire se sprijină pe arborele de intrare prin intermediul rulmenților cu role cilindrice, cu sau fără inel exterior (fig. 5.26), și cel mai frecvent prin rulmenți cu ace (fig. 5.27); uneori acest lagăr este realizat în carcasă (fig. 5.28), fixarea axială a arborelui, în ambele sensuri, realizîndu-se prin rulmentul

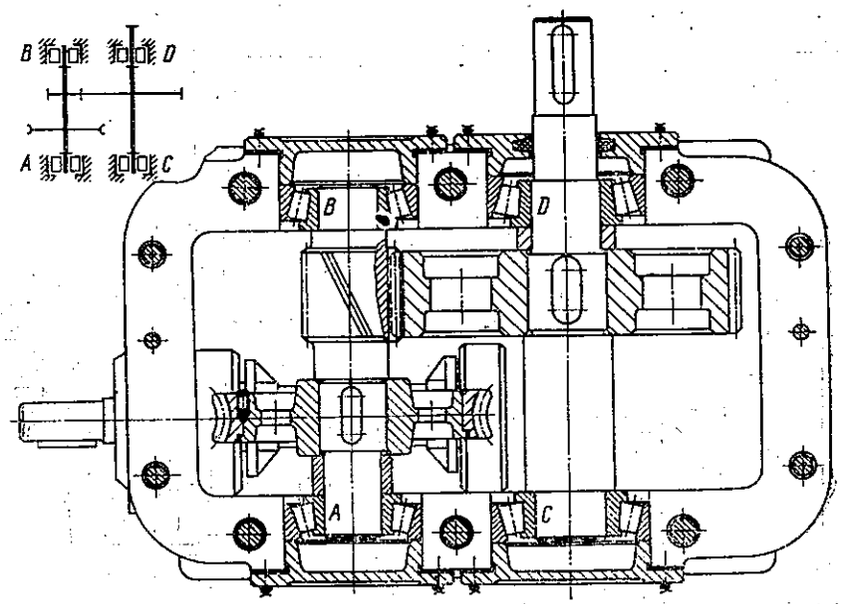


Fig. 5.22. Reductor melcato-cilindric (arborele intermediar și de ieșire).

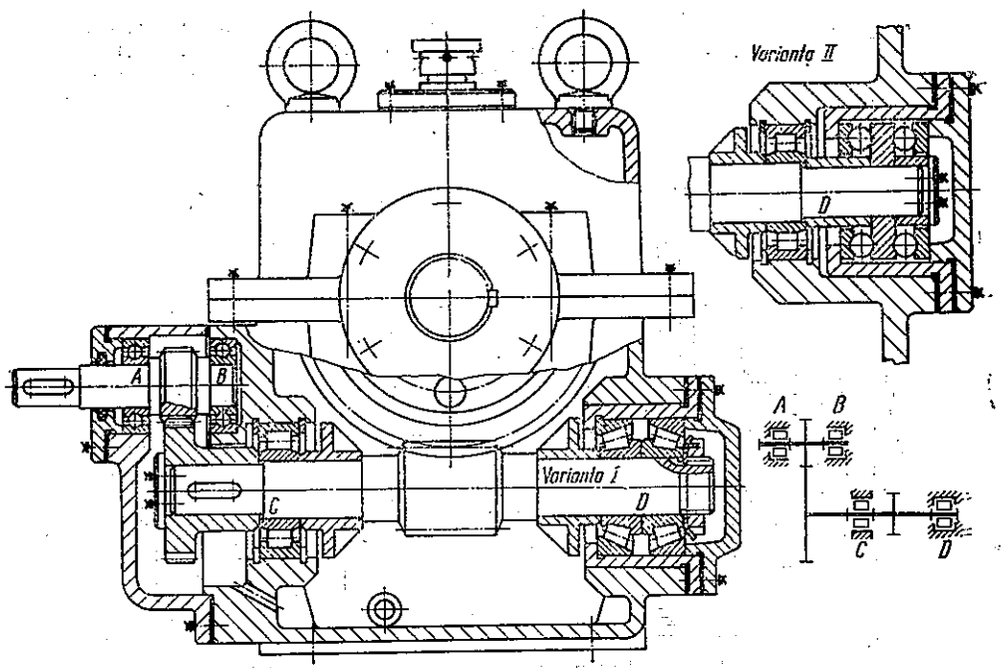
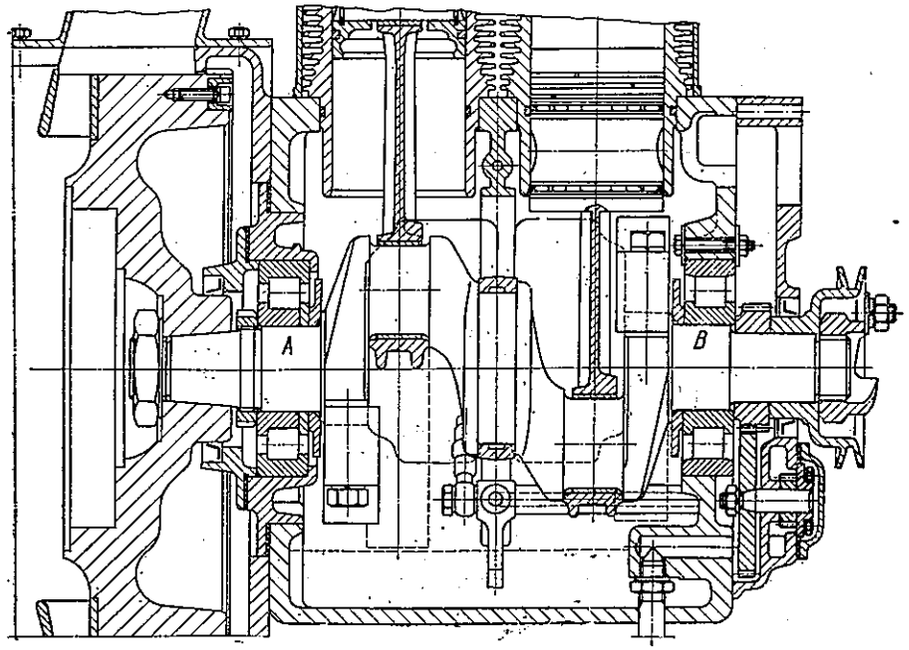


Fig. 5.23. Reductor cilindro-melcat (arborele de intrare și intermediar).



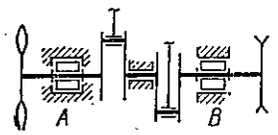


Fig. 5.24. Arborele cotit de la un motor cu ardere internă ($P = 18$ CP; $n_{max} = 2\,600$ rot/min):
lagărele arborelui cotit sînt cu rulmenți cu role cilindrice, fixare axială, în ambele sensuri, în lagărul *A*; rulmenții se execută cu jocuri mici din cauza sarcinilor cu șoc.

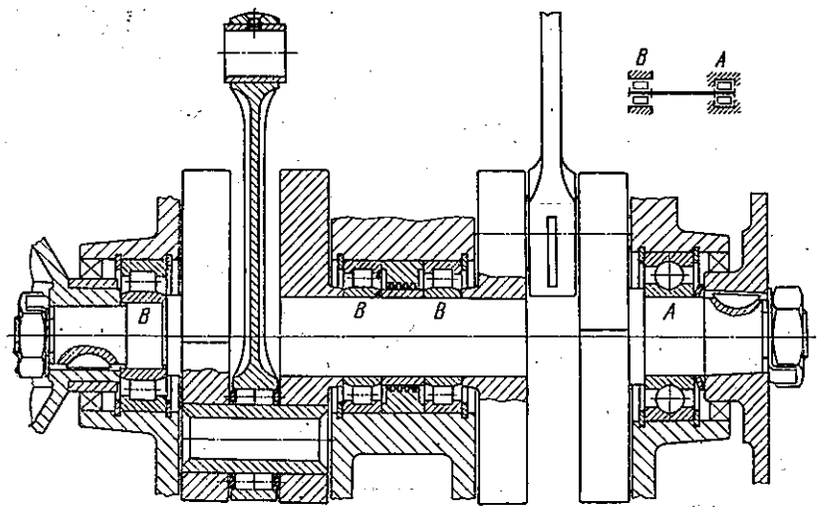


Fig. 5.25. Arborele cotit al unui motor de putere mică pentru automobile:
lagărele arborelui cotit sînt realizate cu rulmenți cu role cilindrice și un rulment radial cu bile, care realizează fixarea axială, în ambele sensuri.

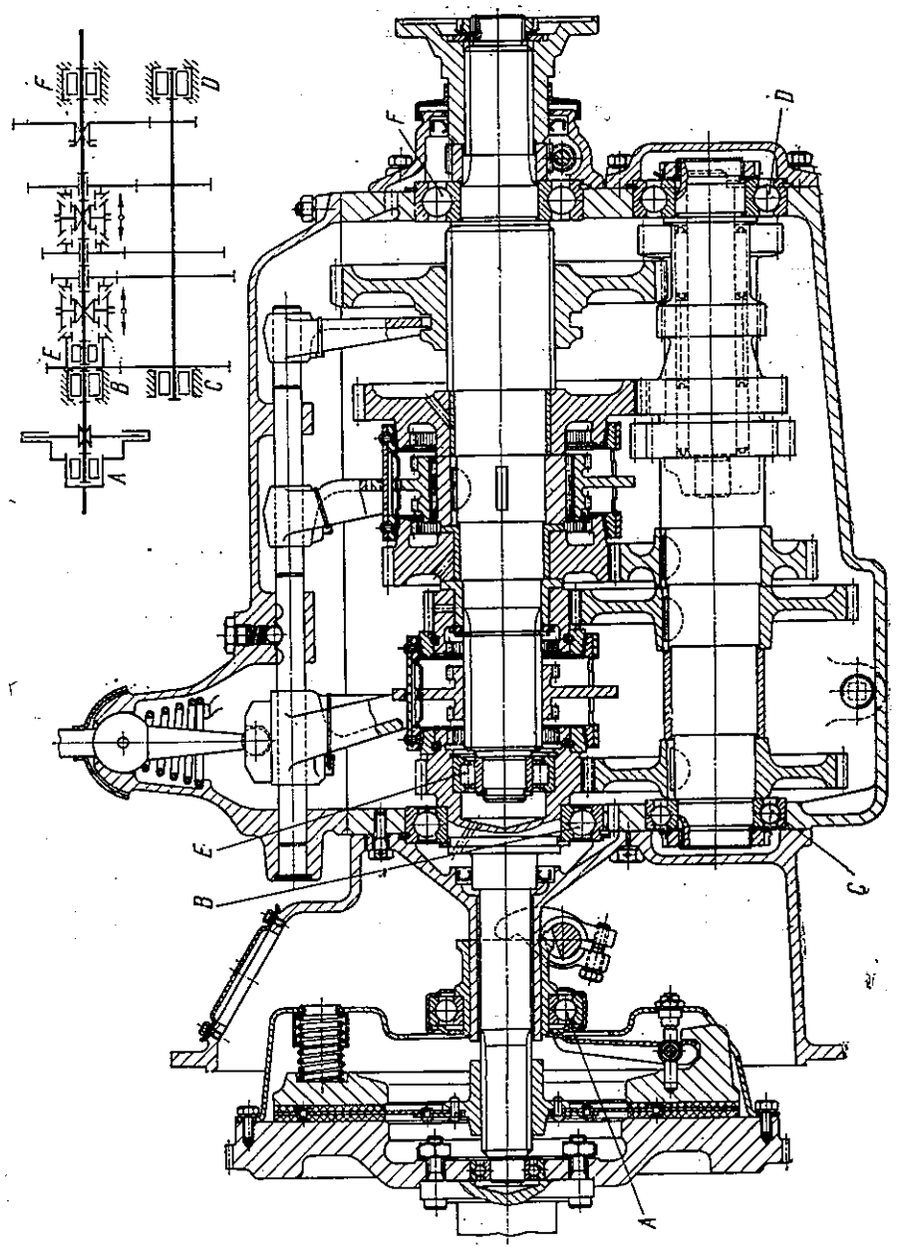


Fig. 5.26. Ambreiaj și cutie de viteze pentru autocamion.

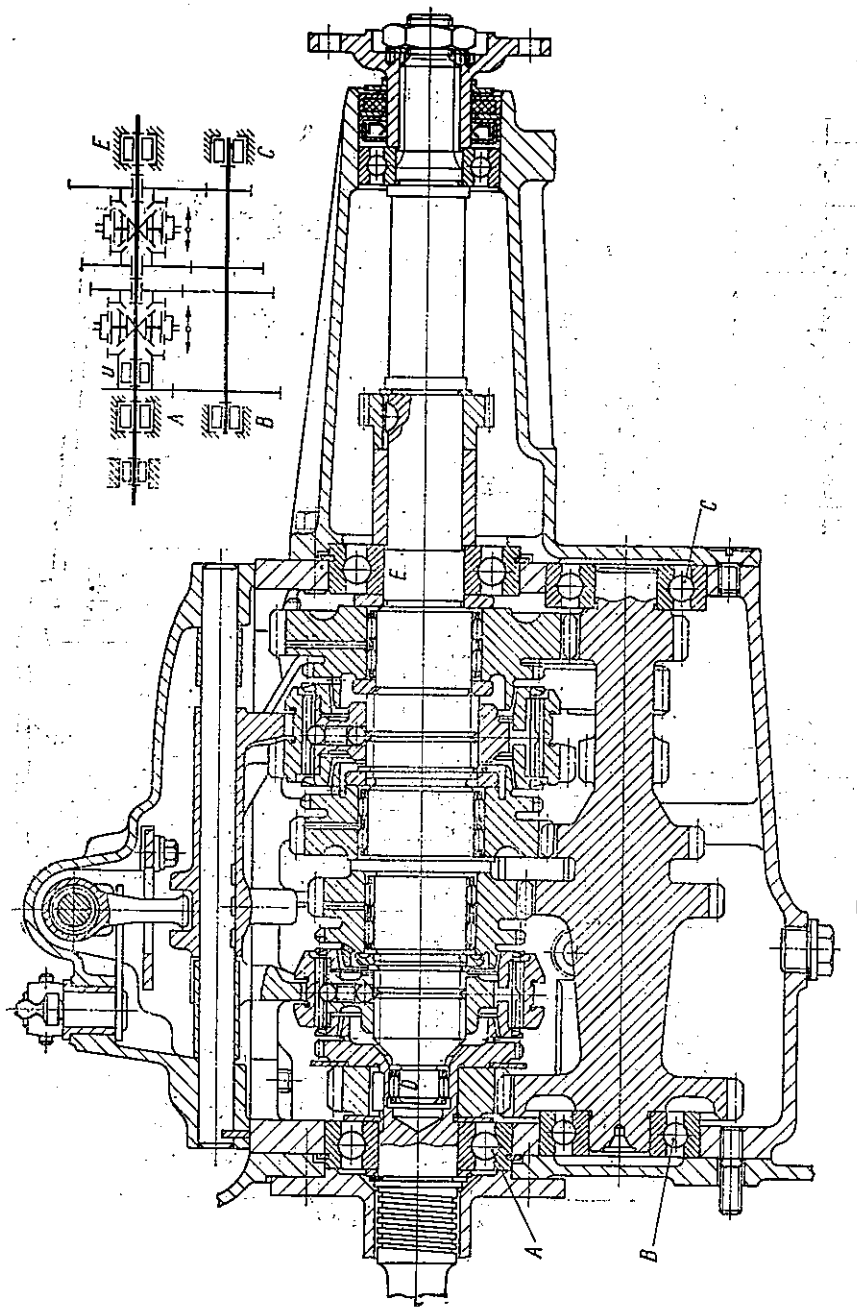


Fig. 5.27. Cutie de viteze pentru autoturism.

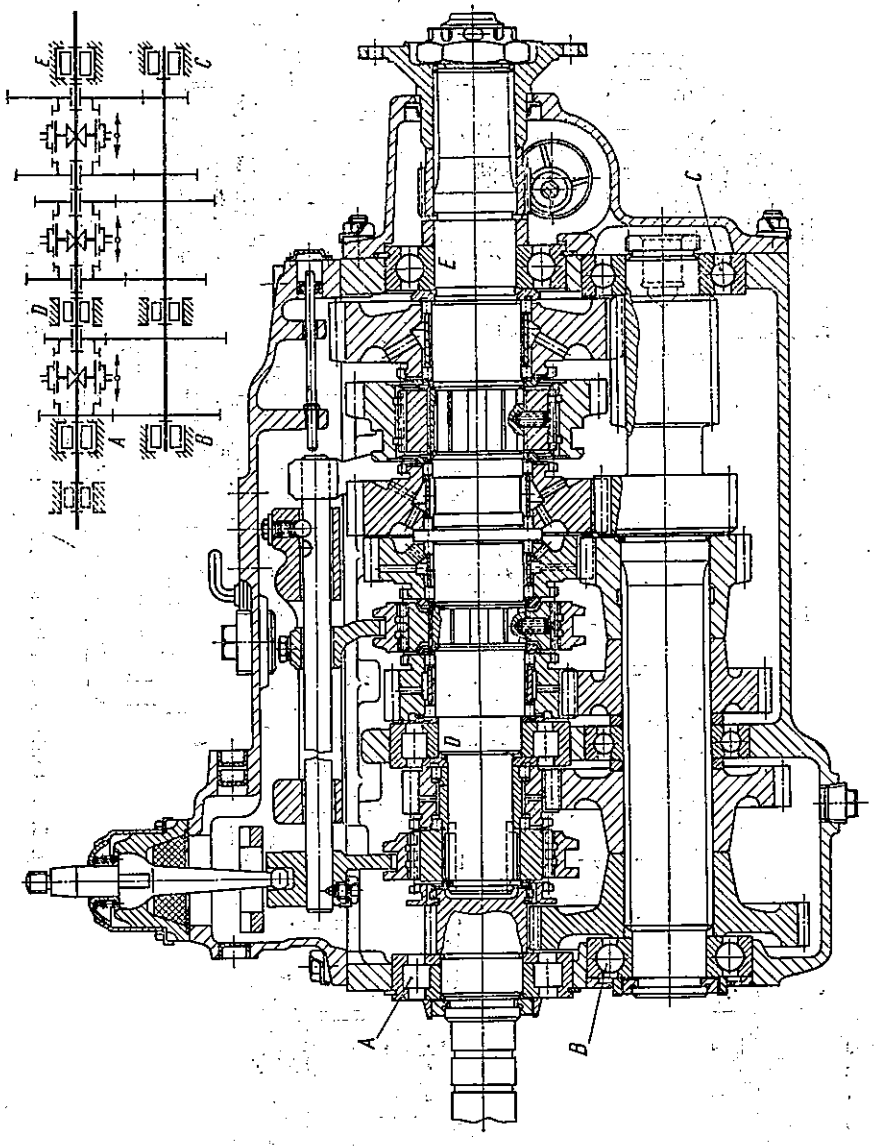


Fig. 5.28. Cutie de viteze pentru autocamion.

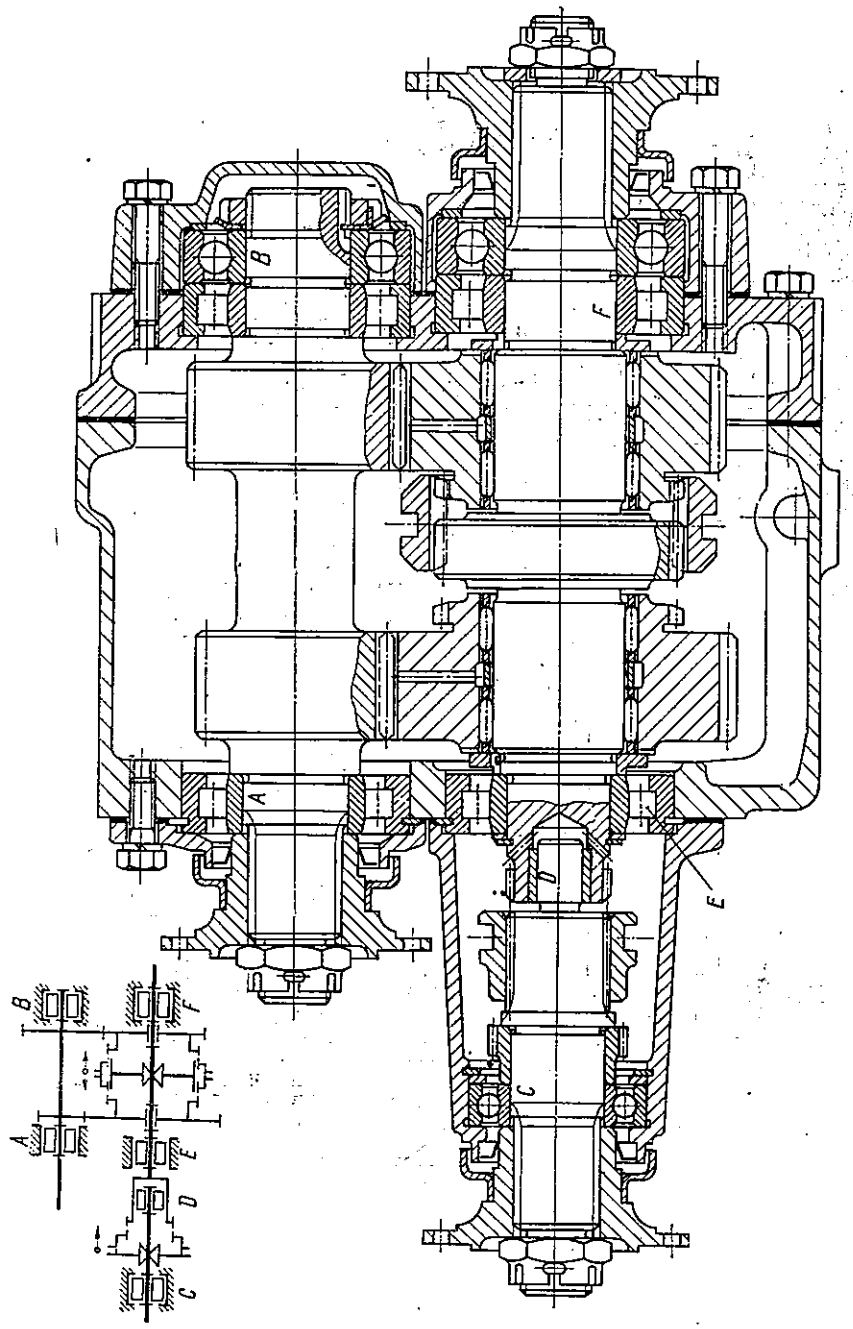


Fig. 5.29. Cutie de distribuție, în două trepte, pentru autocamion.

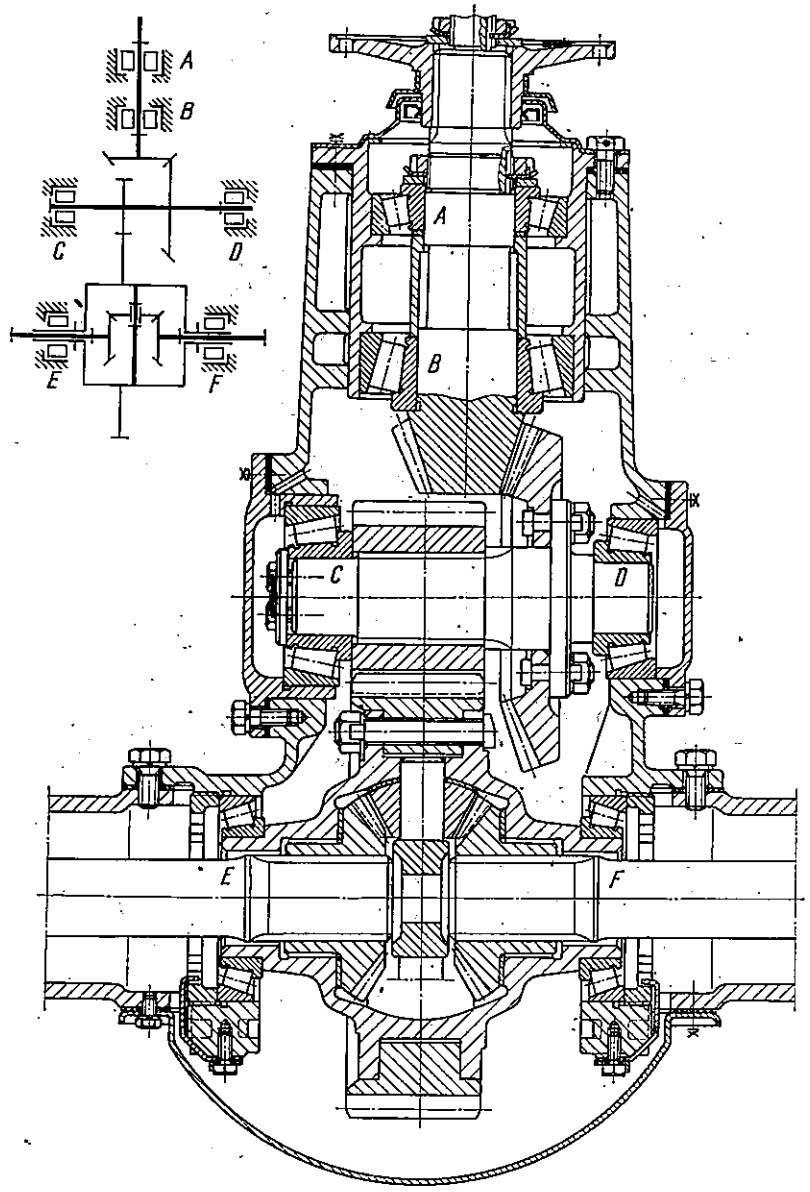


Fig. 5.30. Puntea din spate a unui autovehicul:
lagărele sînt realizate cu rulmenți radial-axiali cu role conice.

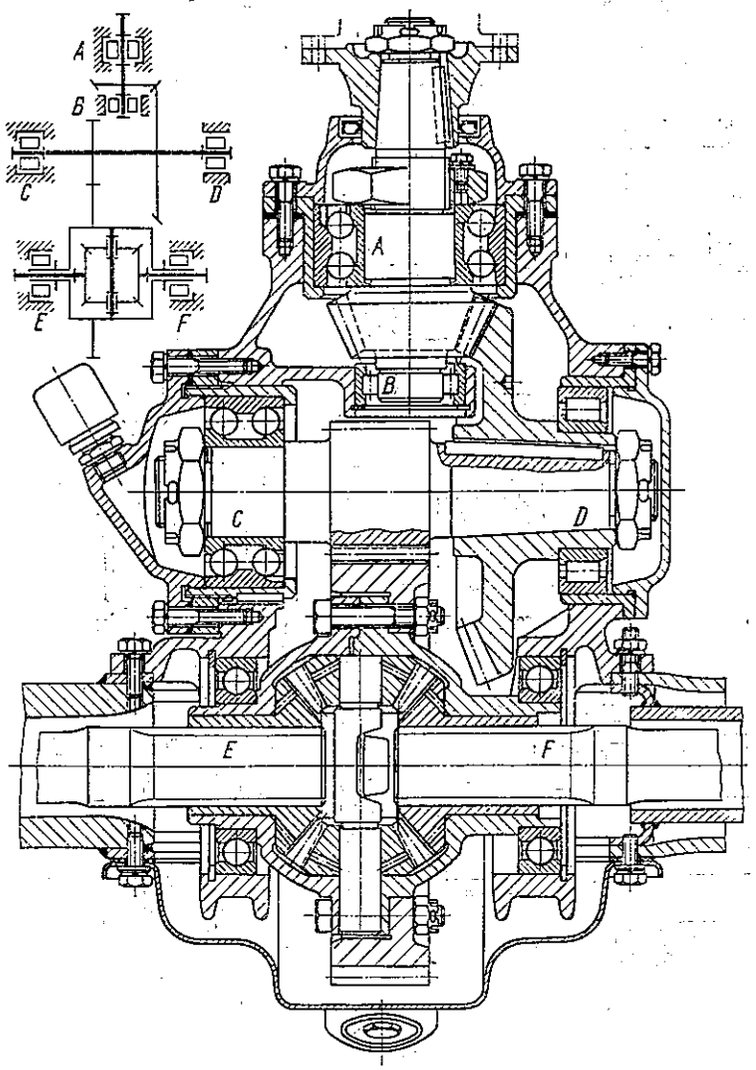


Fig. 5.31. Puntea din spate a unui autocamion.

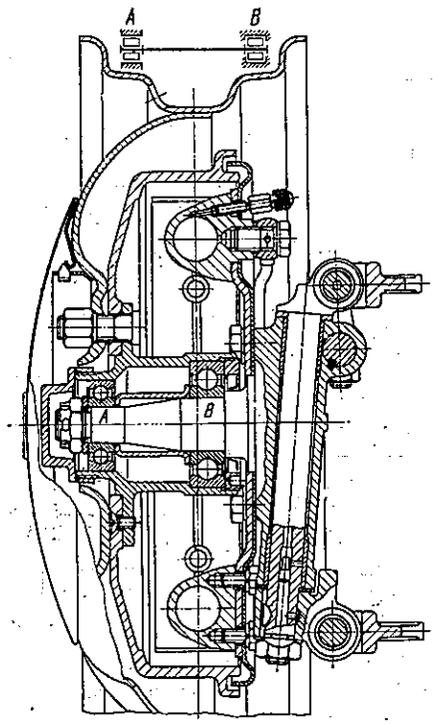


Fig. 5.32. Roata directoare a unui autoturism:
fixarea axială, în ambele sensuri, este obținută în lagărul *B*.

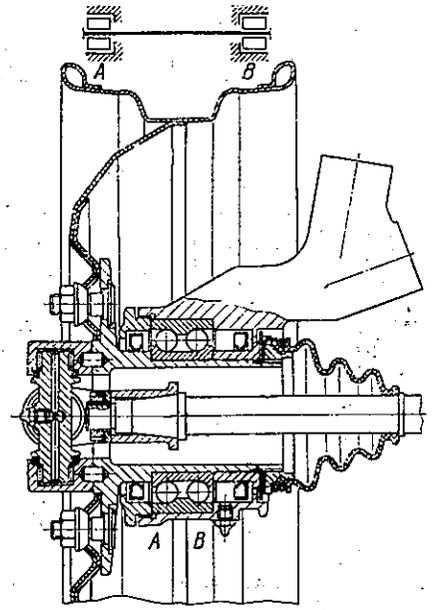


Fig. 5.33. Roată-față motoare a unui autovehicul.

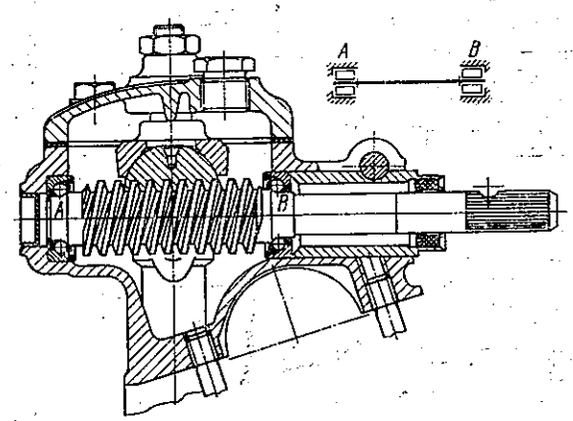


Fig. 5.37. Mecanism de direcție:
rulmenții radial-axiali sînt de construcție specială.

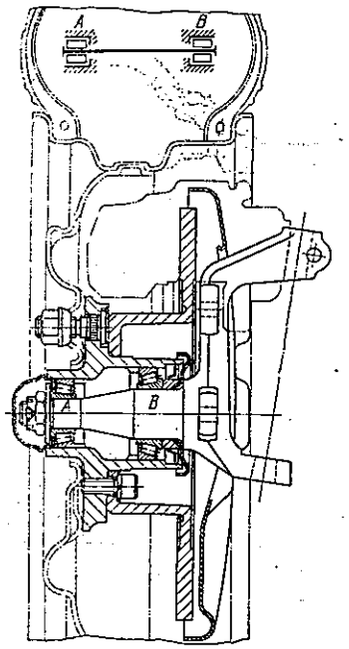


Fig. 5.34. Roata nemotoare a unui autoturism:
reglarea jocului se obține prin deplasarea inelului interior.

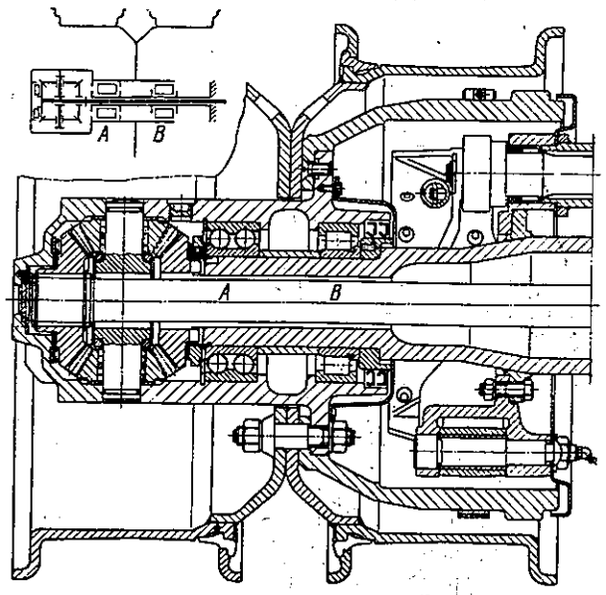


Fig. 5.36. Roată-spate, cu transmisie finală în roată:
lagărul *A* realizează fixarea axială în ambele sensuri.

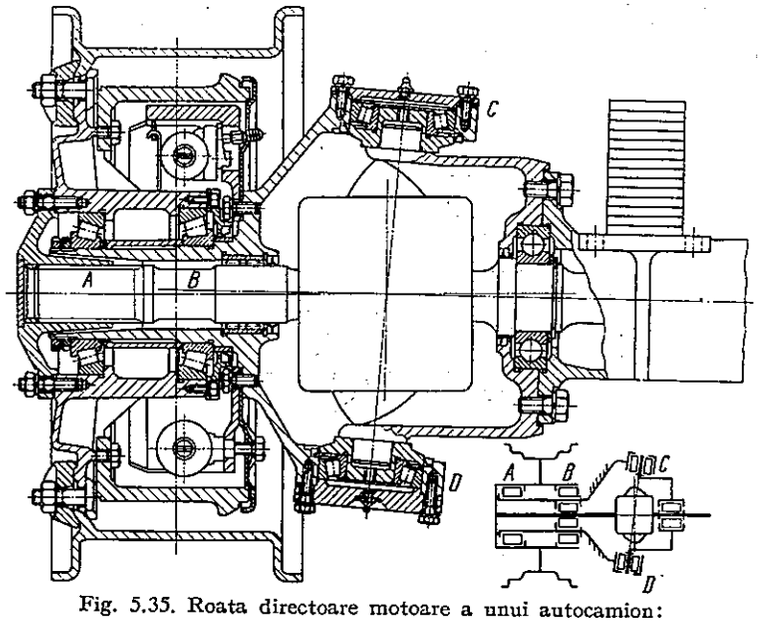


Fig. 5.35. Roata directoare motoare a unui autocamion:
rulmenții din lagărele *C* și *D* se calculează după capacitatea statică de încărcare.

radial cu bile de la ieșirea din cutia de viteze. Și roțile libere de pe arborele intermediar, cuplabile prin cuplaje dințate sau prin sincronizatoare, se montează pe rulmenți cu ace [15, 17, 20].

Plasate după cutia de viteze, cutiile de distribuție transmit sarcini considerabil mai mari, din care cauză montajele se realizează, exclusiv, cu rulmenți cu role cilindrice sau cu rulmenți cu role cilindrice și un rulment radial cu bile, descărcat radial (fig. 5.29) [17, 20].

Pentru arborele pinionului conic al transmisiei centrale, montat în consolă, se folosesc rulmenți radial-axiali cu role conice (fig. 5.30), iar pentru arborii sprijiniți la ambele capete se folosesc rulmenți radial-axiali cu bile pe două rînduri (fig. 5.31) sau rulmenți radial-axiali cu role conice, împerechiați, în lagărul care realizează fixarea axială și rulment cu role cilindrice în lagărul mobil în direcție axială [17, 20]. Arborii intermediari ai transmisiei centrale —cu două trepte — se montează pe rulmenți radial-axiali cu bile pe două rînduri la capătul care realizează fixarea axială și pe un rulment cu role cilindrice la capătul mobil în direcție axială (fig. 5.31), sau pe rulmenți radial-axiali cu role conice (fig. 5.30). Carcasa sateliților se sprijină, de obicei, pe rulmenți radial-axiali cu role conice, cu posibilitatea reglării jocului periodic (fig. 5.30) sau numai la montaj; uneori se utilizează rulmenți radiali cu bile (fig. 5.31) [15, 17, 20].

Roțile autovehiculelor, în funcție de capacitatea acestora, se montează pe rulmenți radiali cu bile (fig. 5.32), pe rulmenți radial-axiali cu bile pe două rînduri (fig. 5.33) sau cu role conice (fig. 5.34 și 5.35) — montați în O pentru a asigura o rigiditate mare la o distanță mică între rulmenți — sau pe combinații de rulmenți: radial-axiali — la capătul care realizează fixarea axială și rulmenți radiali la capătul mobil în direcție axială (fig. 5.36) [15, 17, 20].

Datorită spațiului restrîns afectat casetei de direcție, arborele care acționează levierul de direcție este montat pe rulmenți speciali, în general fără inel interior (fig. 5.37) [17, 20].

5.5. Montaje cu rulmenți specifice mașinilor-unelte

Mașinile-unelte trebuie concepute organologic astfel încît să satisfacă condiția principală: precizie mare de prelucrare [21]. În acest sens, bătaia arborelui principal și rigiditatea sistemului arbore principal-lagăre are un rol esențial; limitarea bătăii și mărirea rigidității se pot obține prin alegerea corespunzătoare a lagărelor, în general, și a lagărelor cu rulmenți, în special.

Fixarea în consolă a universalelor strungurilor, a frezelor și a pietrelor de rectificat are ca efect încărcarea — cu precădere — a lagărului din apropierea acestora. Construcția acestui lagăr este determinată, deci de mărimea sarcinilor, de modul de fixare axială a arborelui și de turațiile pe care mașina-unealtă le poate dezvolta.

În general, rulmenții care preiau sarcini mari — rulmenții cu role — se folosesc la turații medii, pentru turații mari utilizîndu-se rulmenți cu bile, sarcinile pe care le pot prelua acești rulmenți fiind sensibil mai mici.

Pentru fixarea axială la un singur capăt a arborilor principali se utilizează, în general, rulmenți axiali cu bile (v. fig. 5.40 și 5.54), rulmenți oscilanți cu bile, rulmenți radial-axiali cu bile (v. fig. 5.41, *b*, 5.52 și 5.55, *a*) sau cu role conice, rulmenți axial-radiali cu bile (v. fig. 5.43, 5.45, 5.47 și 5.55, *b*) sau rulmenți axiali cu bile cu simplu efect în combinație cu rulment radial cu bile (fig. 5.38), radial-axial cu bile (fig. 5.41, *a*), radial-axial cu role conice și axial-oscilant cu role (fig. 5.42), sarcina radială din celălalt lagăr — în funcție de mărime — fiind preluată de rulmenți oscilanți cu bile, cu role cilindrice pe un rînd (fig. 5.42, și 5.43) sau pe două rînduri (v. fig. 5.38, 5.40, 5.41, 5.45, 5.47, 5.52, 5.54 și 5.55) [15, 21].

Se pot utiliza și rulmenți speciali — cu bile și cu ace — ca în fig. 5.39 și 5.46 sau rulmenți radiali cu bile (fig. 5.48) [12, 13, 14].

La transmisia cu diferențial prezentată în fig. 5.46, în funcție de rolul fiecărui arbore al transmisiei, se deosebesc montaje cu: rulment radial, care fixează axial arborele în ambele sensuri (lagărul *A*) și rulment cu ace (lagărul *B*); rulment radial-axial cu bile pe două rînduri (lagărul *C*), pentru fixarea axială în ambele sensuri și rulment cu role cilindrice (lagărul *D*); combinații de rulmenți cu ace și axiali cu bile cu simplu efect, fiecare lagăr preluînd sarcina axială într-un sens (lagărele *E* și *F*). Sateliții se sprijină pe rulmenți speciali (axiali cu bile și radiali cu ace) [14].

Fixarea axială la ambele capete se realizează prin combinații de rulmenți: axial cu bile și radial cu role cilindrice la un capăt și radial-axial cu bile la celălalt capăt (v. fig. 5.53) sau prin rulmenți radial-axiali cu bile, în tandem, la fiecare capăt, montajul fiind în O (fig. 5.56) [15, 21].

Arborii mașinilor de găurit sînt solicitați, îndeosebi, de sarcini axiale care, obișnuit, sînt preluate de lagărul de lîngă sculă; pentru aceste lagăre se folosesc rulmenți radial-axiali cu bile (v. fig. 5.49, *b* și 5.50, *a*), axiali cu bile (v. fig. 5.49, *a*) sau combinația: rulment axial cu bile și rulment radial-axial cu bile (v. fig. 5.50, *b*). În celălalt lagăr, sarcinile sînt mult mai mici, pentru fixarea radială a arborelui utilizîndu-se — în funcție de rigiditatea radială necesară și de turația arborelui — rulmenți cu bile sau cu role cilindrice [15, 21].

Asemănătoare constructiv sînt și vîrfurile rotative (fig. 5.44), la care peste sarcina radială se suprapune și greutatea semifabricatului de prelucrat; sarcina axială este preluată de combinația de rulmenți: radial-axial cu role conice și axial cu bile (fig. 5.44, *a*) sau de rulmentul axial-radial cu bile (fig. 5.44, *b*) [5.21].

Arborii cutiilor de viteze — în funcție de lungime, sarcini și dilatații termice — se fixează axial la un singur capăt (pentru arbori lungi și/sau cu dilatații termice însemnate) sau la ambele capete (pentru arborii scurți, cu dilatații termice neînsemnate). În fig. 5.38, 5.39 și 5.45 se prezintă diverse montaje ale arborilor transmisiilor din cutiile de viteze ale mașinilor-unelte, montaje realizate de firme specializate în domeniul construcției acestora [21].

La capul multiax din fig. 5.51 toți arborii sînt fixați axial la ambele capete, lagărele fiind realizate cu rulmenți speciali (axiali cu bile și radiali cu ace) [14].

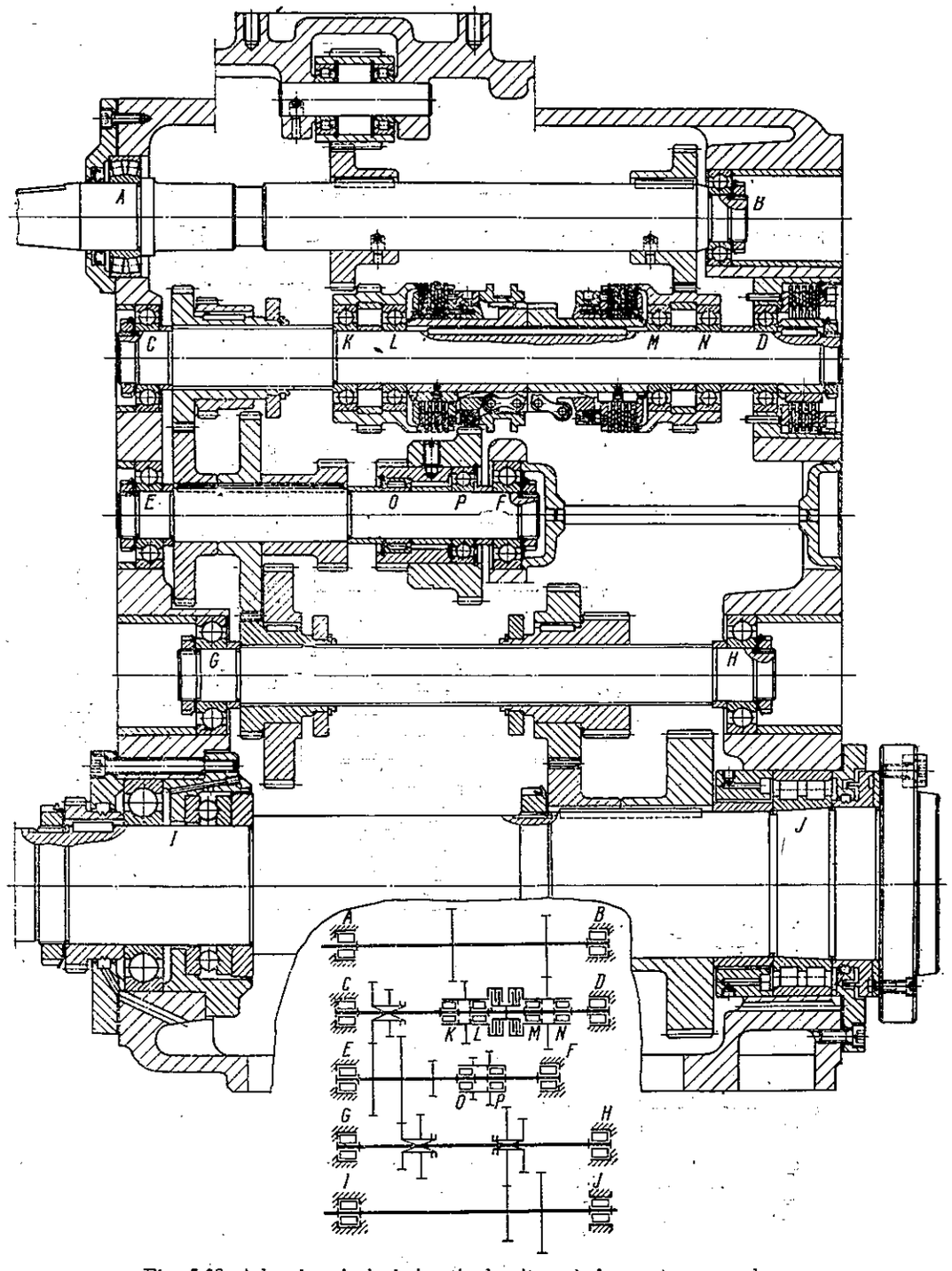


Fig. 5.38. Arborele principal și cutia de viteze de la un strung revolver.

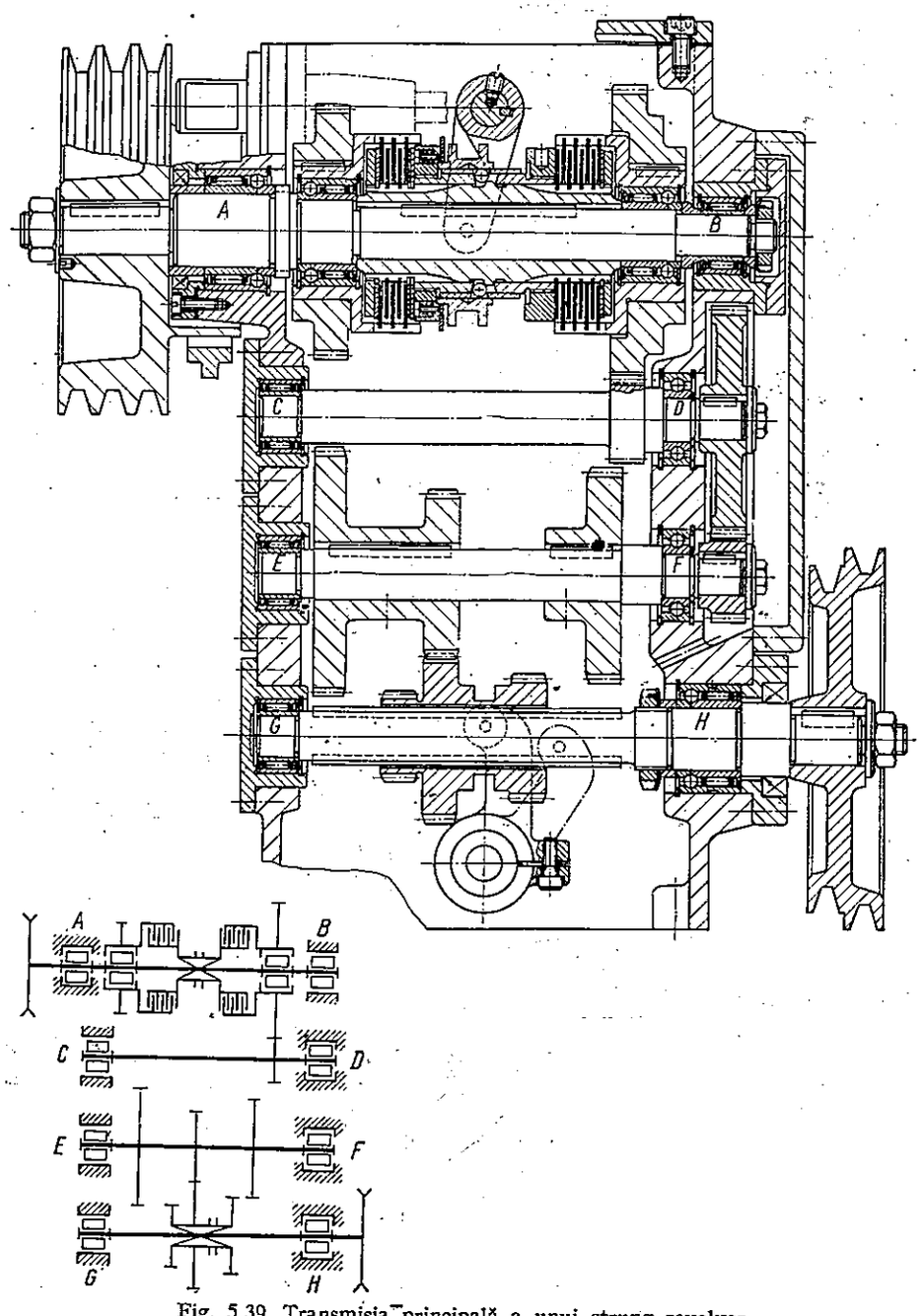


Fig. 5.39. Transmisia principală a unui strung revolver.

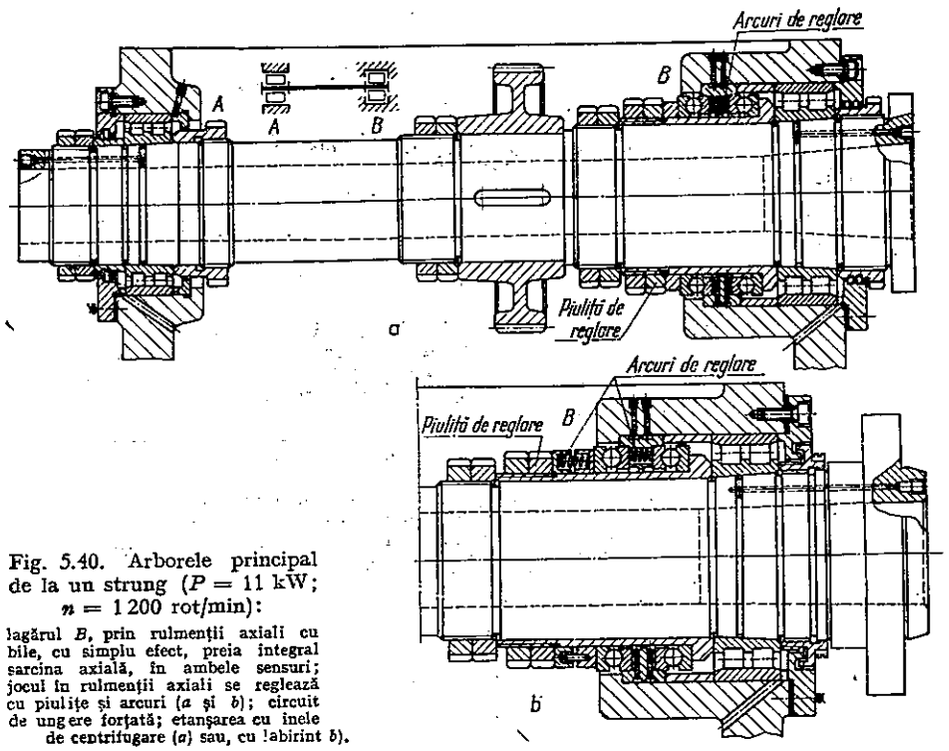


Fig. 5.40. Arborele principal de la un strung ($P = 11$ kW; $n = 1\,200$ rot/min):

lagărul *B*, prin rulmenții axiali cu bile, cu simplu efect, preia integral sarcina axială, în ambele sensuri; jocul în rulmenții axiali se reglează cu piulițe și arcuri (*a* și *b*); circuit de ungere forțată; etanșarea cu inele de centrifugare (*a*) sau, cu labirint *b*).

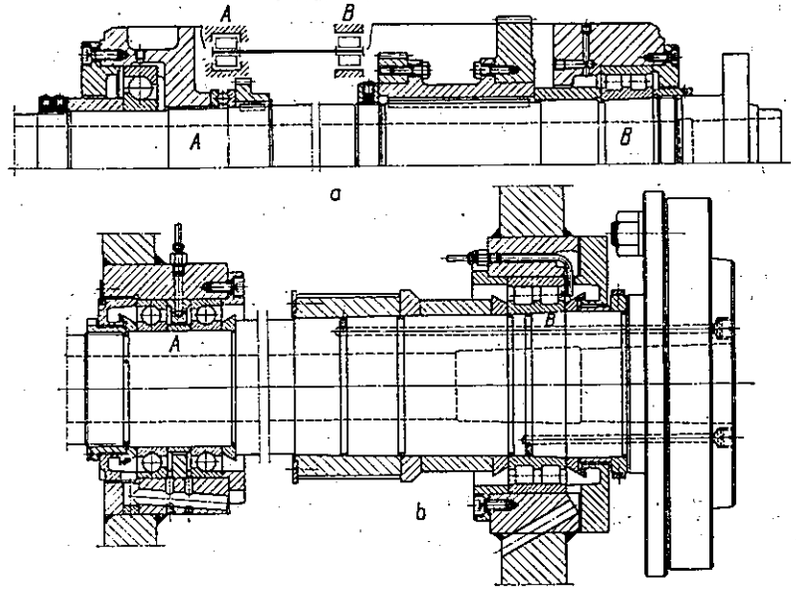


Fig. 5.41. Arbori principali:

a — de la un strung cu $P = 7{,}5$ CP și $n_{max} = 900$ rot/min, *b* — de la un strung de copiat; lagărul *A* fixează arborele în direcție axială, în ambele sensuri; varianta *b* este caracteristică strungurilor de turație mare, cu ungere sub presiune.

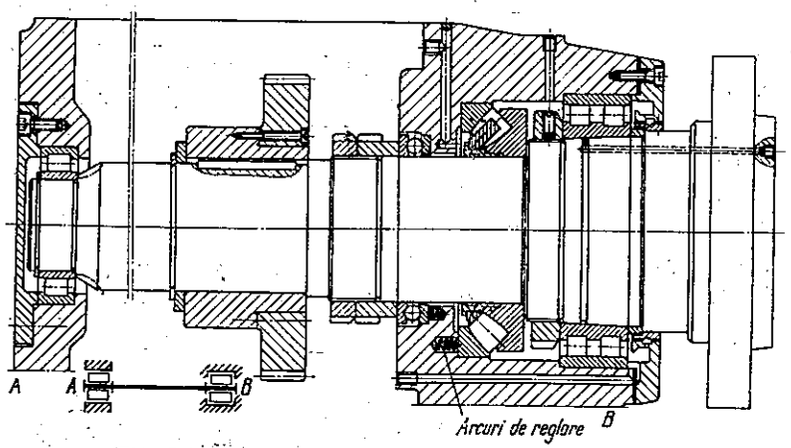


Fig. 5.42. Arborele principal de la un strung greu:
fixarea axială, în ambele sensuri, se realizează în lagărul *B*, prin combinarea unui rulment axial cu simplu efect, cu un rulment axial — oscilant cu role butoi, capabil să preia și forțe radiale, precum și forțe axiale foarte mari; anularea jocului din rulmentul axial — oscilant se obține prin arcurile de reglare.

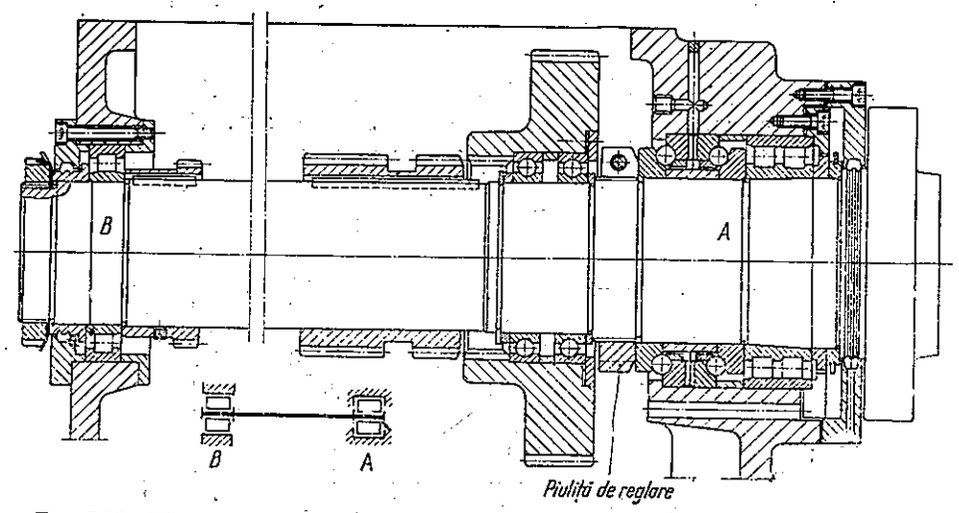


Fig. 5.43. Arborele principal al unui strung ($P = 7{,}5$ kW; $n = 14 \ldots 1\,500$ rot/min):
lagărul *B* este realizat cu un rulment cu role cilindrice; lagărul *A* realizează fixarea axială, în ambele sensuri; jocul din rulmenții axial-radiali se reglează cu o piuliță de reglare; etanșarea rulmenților se realizează prin inele de centrifugare.

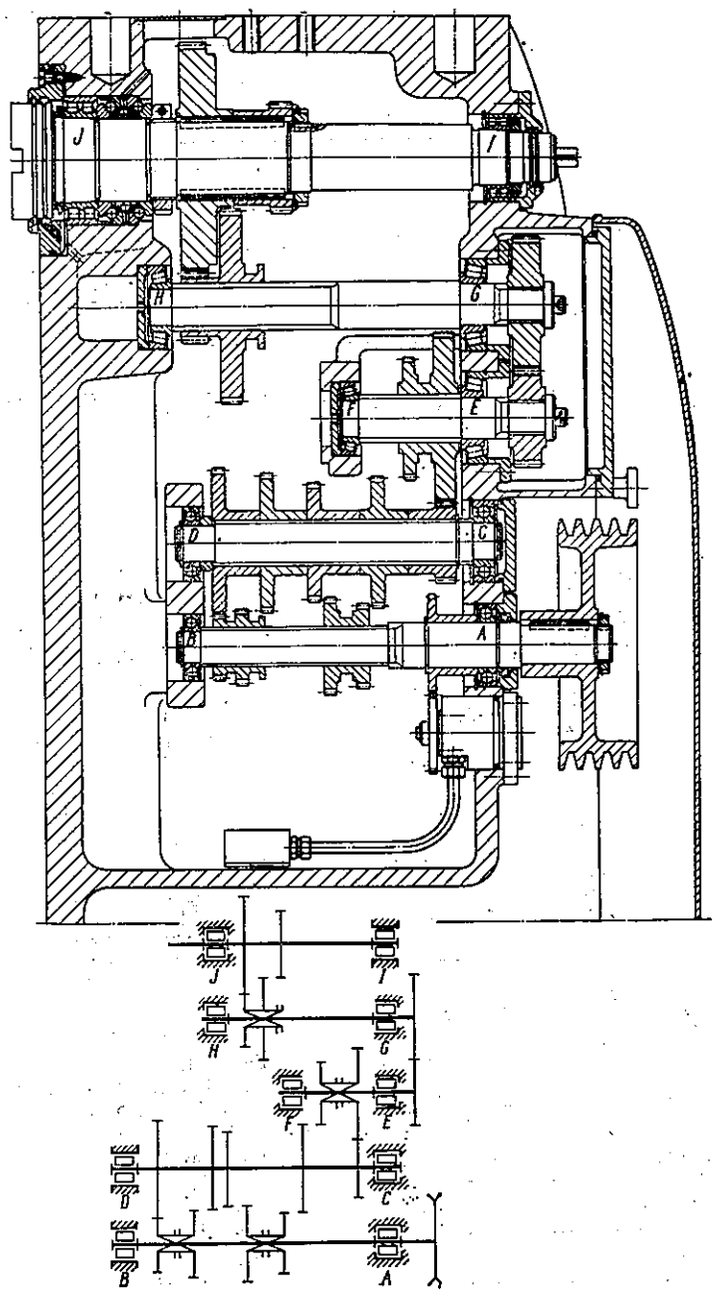


Fig. 5.45. Cutia de viteze de la o mașină de frezat.

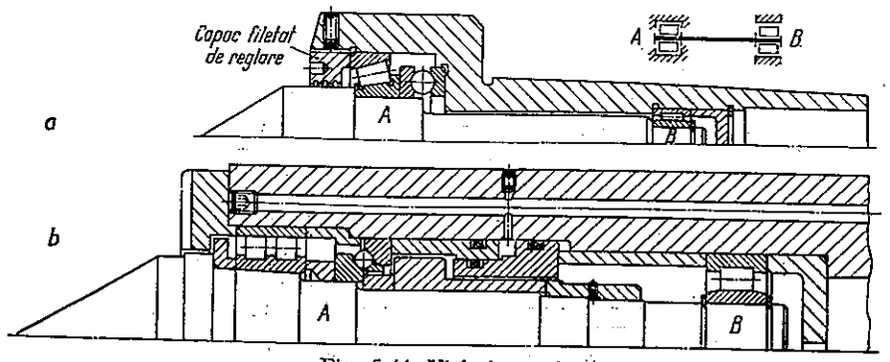


Fig. 5.44. Vîrfuri rotative:

lagărul *B* permite deplasări axiale, în ambele sensuri; jocul în lagărul *A* se reglează cu ajutorul unei piulițe (*a*) și hidraulic (*b*); ungerea cu unsoare consistentă, iar etanșarea cu canale circulare (*a*) și labirint (*b*); varianta *b* este caracteristică pentru turații mari.

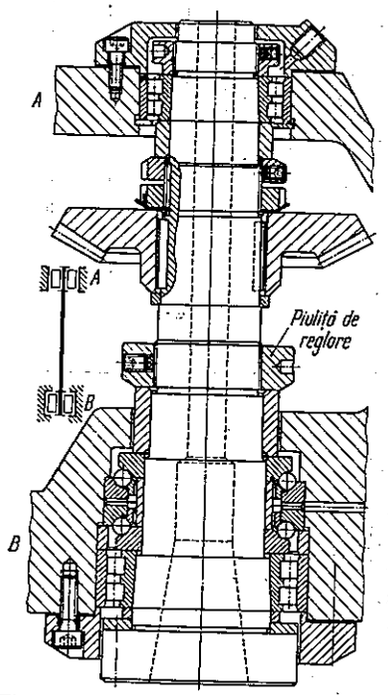


Fig. 5.47. Arborele unei mașini universale de frezat:

fixarea axială, în ambele sensuri, este asigurată de lagărul *B*; jocul din acești rulmenți se reglează cu o piuliță de reglare.

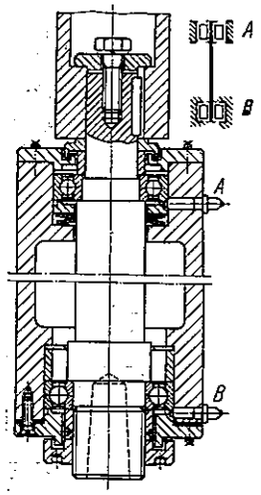


Fig. 5.48. Arborele unei mașini verticale de frezat lemn ($P = 3{,}5$ kW; $n = 3\,000 \ldots 10\,000$ rot/min):

fixarea axială a arborelui în ambele sensuri, este asigurată de lagărul *B*; arcurile disc anulează jocurile din rulmenți; ungerea rulmenților se realizează cu unsoare consistentă, iar etanșarea cu labirinți — în spre exterior — și prin etanșare simplă — cu fantă — spre interior; datorită turației mari și ungerii cu unsoare consistentă sînt necesari rulmenți executați în clase de precizie ridicată.

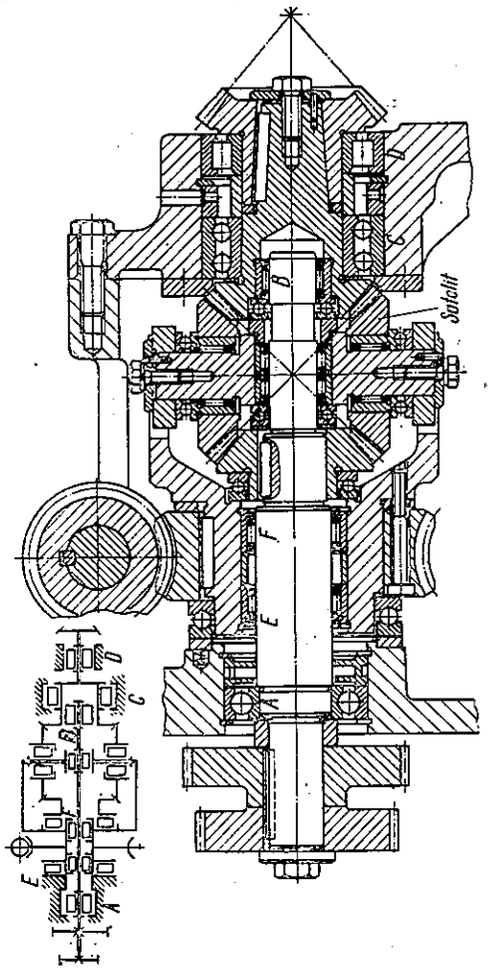


Fig. 5.46. Diferențialul unei mașini de frezat.

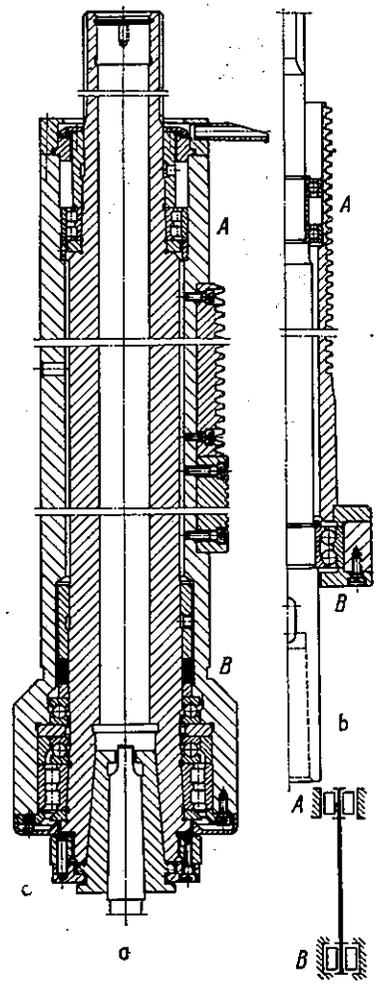


Fig. 5.49. Arborii unor mașini de găurit

a — cu $P = 3$ kW, $n = 40 \ldots 2\,000$ rot/min; *b* — $P = 2{,}6$ kW, $n = 28 \ldots 2\,900$ rot/min; lagărul *B* realizează fixarea axială în ambele sensuri.

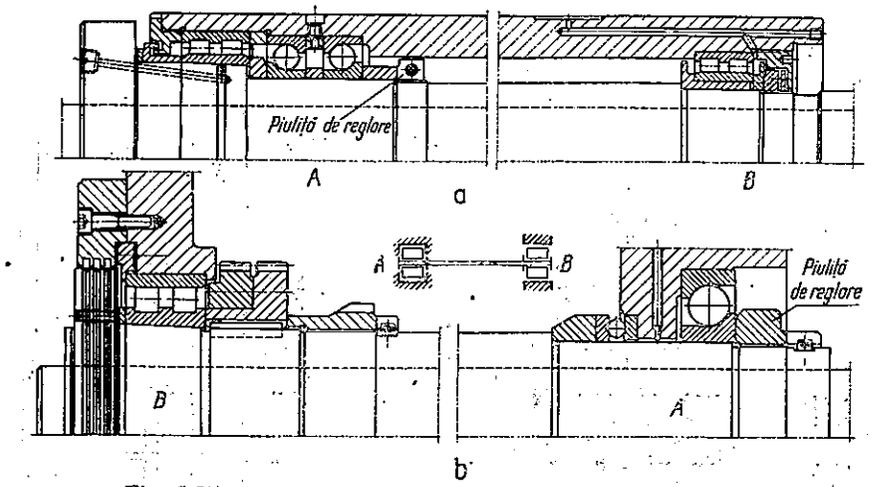


Fig. 5.50. Arborii principali ai unor mașini de găurit — alezat

fixarea axială, în ambele sensuri, este asigurată de lagărul *A*, prin doi rulmenți radial-axiali (*a*) și printr-o combinație rulment axial și rulment radial-axial (*b*); reglarea jocurilor din rulmenții lagărului *A* se obține printr-o piuliță de reglare.

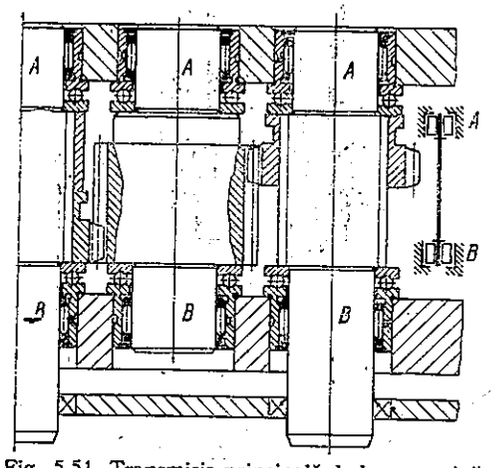


Fig. 5.51. Transmisia principală de la o mașină de găurit multiax.

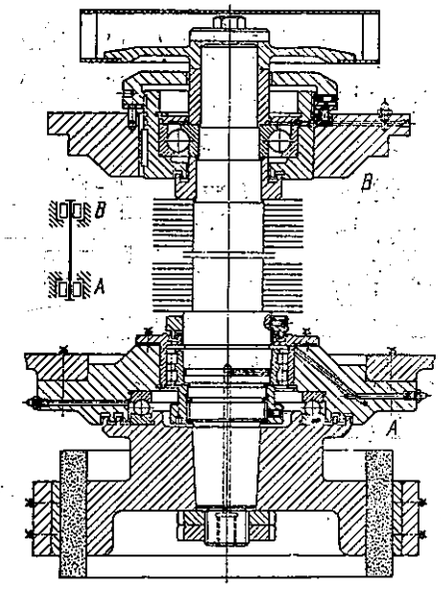


Fig. 5.53 Arborele unei mașini de rectificat plan ($P = 22$ kW; $n = 1\,000$ rot/min):

rulmentul din lagărul *B* este montat într-o bucșă deplasabilă axial — sub acțiunea unor arcuri elicoidale — în scopul anulării jocului din rulmenți; ungerea se realizează cu unsoare consistentă, iar etanșarea cu labirinți.

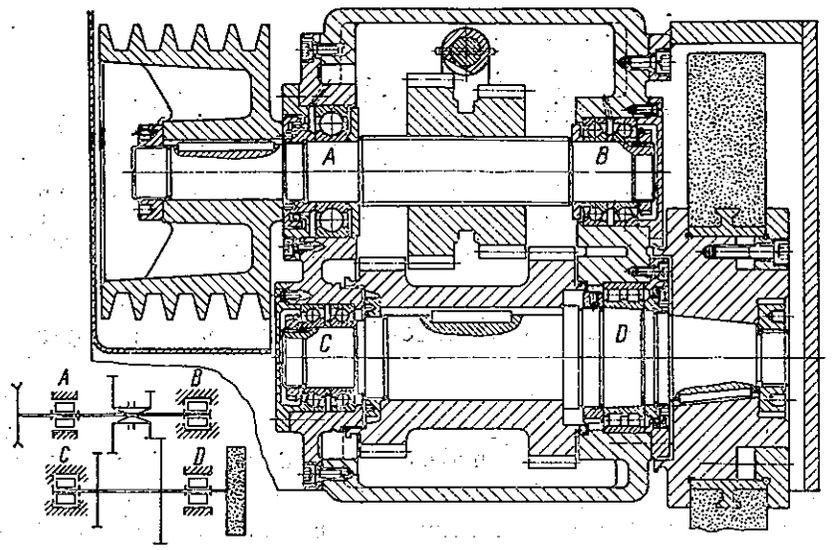


Fig. 5.52. Arborele principal și transmisia unei mașini de rectificat plan, de turație înaltă.

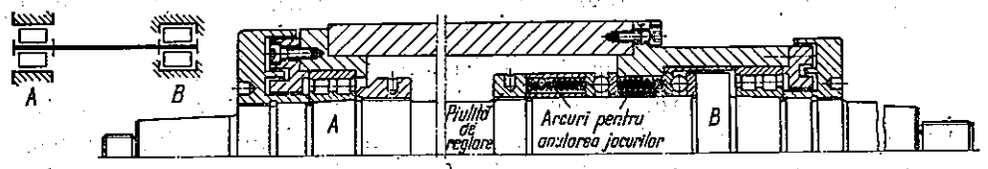


Fig. 5.54. Arborele unei mașini de rectificat plan ($P = 5{,}6$ kW; $n = 1\,800$ rot/min):

fixarea axială a arborelui se realizează în lagărul *B* cu doi rulmenți axiali cu bile, cu simplu efect; anularea jocurilor din rulmenții axiali se obține printr-o piuliță de reglare, prin intermediul arcurilor.

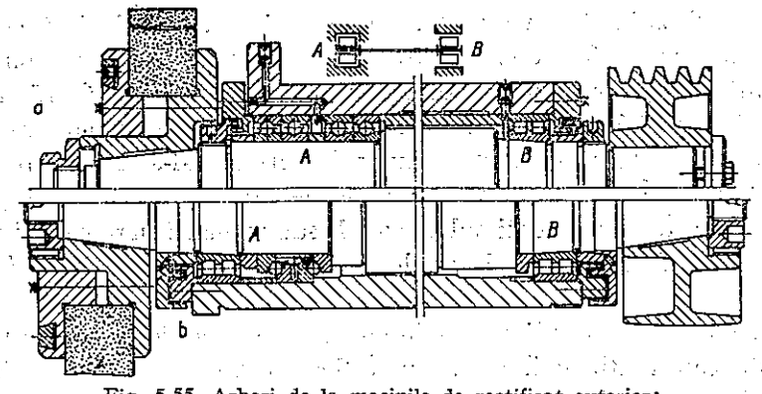


Fig. 5.55. Arbori de la mașinile de rectificat exterior:

lagărul *A* — din apropierea pietrei de rectificat — care preia sarcina axială în ambele sensuri este constituit din două perechi, în tandem, de rulmenți radial-axiali (*a*) sau din combinații de rulmenți cu role cilindrice și rulmenți axial-radiali (*b*); numărul mare de rulmenți din lagărul *A* asigură o rigiditate radială mare a arborelui; ungerea se realizează cu unsoare, iar etanșarea — cu labirinți.

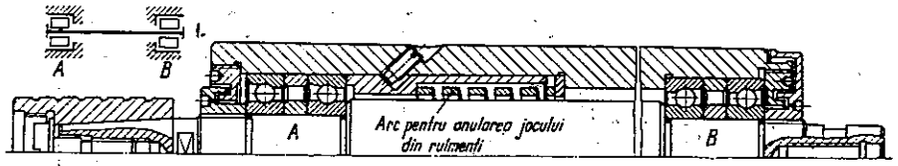


Fig. 5.56. Arborele unei mașini de rectificat interior ($P = 1{,}3$ kW; $n = 16\,000$ rot/min):
lagărele *A* și *B* sînt realizate din cîte doi rulmenți radial-axiali (cu unghi mic de contact), montați în tandem; jocurile din rulmenți sînt anulate cu ajutorul arcului elicoidal, de secțiune dreptunghiulară; ungerea se realizează cu unsoare consistentă, iar etanșarea cu labirinți.

5.6. Montaje cu rulmenți specifice utilajelor tehnologice

Marea diversitate a utilajelor tehnologice, care cuprind domeniile de acționare (motoare electrice), de deformări plastice la rece și la cald (prese și laminoare), de transporturi uzinale, de construcții etc., a impus utilizarea unei mari varietăți de tipuri de montaje cu rulmenți [15, 16, 19].

Montajele prezentate, în continuare, sînt specifice fiecărui domeniu, caracterizîndu-se însă prin respectarea condițiilor generale impuse unui montaj, și anume: fixarea radială si axială a arborelui și asigurarea unei fiabilități optime.

Montajele arborilor cu turații mari *) se pot realiza cu rulmenți cu bile (fig. 5.57) [6, 15]. Arborele vertical din fig. 5.58 este fixat axial, prin doi rulmenți radial-axiali cu bile — montați în tandem — numai într-un sens (lagărul *B*), lagărul *A* asigurînd numai o fixare radială, fiind constituit dintr-un rulment radial cu role cilindrice. La prese, unde sarcinile pe arborii volanților sînt mari, se utilizează rulmenți cu role cilindrice (v. fig. 5.59 și 5.60), rulmenți oscilanți cu role (v. fig. 5.60 și 5.61), iar la instalațiile de capacitate mai mică (foarfece, ferăstraie) — rulmenți cu bile sau combinații de rulmenți cu bile, radiali și radial-axiali (v. fig. 5.62) [5, 6, 15, 21]. La valțurile din fig. 5.63, rulmenții oscilanți cu role preiau numai sarcină radială, fixarea axială realizîndu-se prin rulmenți radial-axiali cu bile, descărcați radial [15]. În funcție de mărimea rolei de cablu — de la instalațiile de ridicat — se vor folosi rulmenți radiali cu bile sau oscilanți cu role (v. fig. 5.65), rulmenți ce pot fi utilizați și la rolele de la transportul uzinal (v. fig.5.66) [5.15].

Cilindrilor de laminor li se impun condiții speciale de rigiditate radială, din această cauză utilizîndu-se, cu precădere, rulmenții cu role cilindrice pe mai multe rînduri. Fixarea axială a arborilor acestor cilindri se poate rea-

*) Arborii motoarelor electrice.

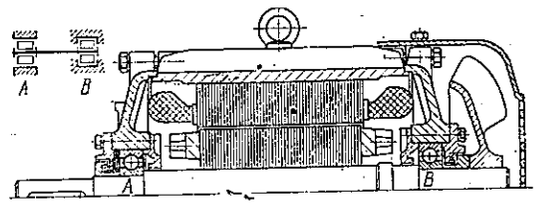


Fig. 5.57. Motor electric ($P = 4$ kW; $n = 3\,000$ rot/min):
fixarea axială a arborelui, în ambele sensuri, este obținută în lagărul *B*, de lîngă ventilator; ungerea rulmenților — cu unsoare consistentă, iar etanșarea — cu labirinți, spre exterior și prin etanșare simplă cu fantă, spre interior.

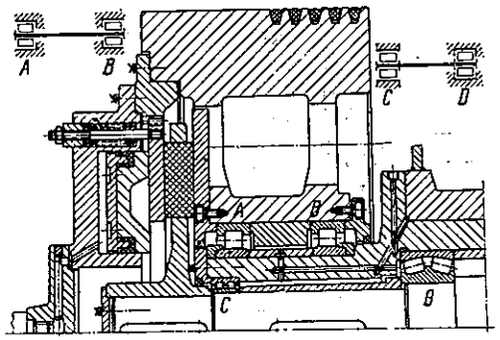


Fig. 5.59. Volantul unei prese:
la rulmenții cu role cilindrice — cu inele exterioare rotitoare — este prevăzut un joc axial de 0,3 ... 0,4 mm; lagărul *D* asigură și fixarea axială a arborelui, în ambele sensuri; ungerea rulmenților — cu unsoare consistentă, iar etanșarea — cu manșete de rotație.

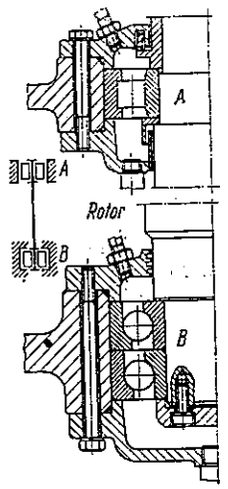


Fig. 5.58. Convertizor vertical ($P = 150$ kW; $n = 3\,000 \ldots 3\,600$ rot/min; $G_{rotor} = 1\,200$ daN):
lagărul *B* preia sarcina axială — datorată greutății proprii a rotorului — deplasarea axială spre lagărul *A* fiind imposibilă; ungerea rulmenților este asigurată de la un circuit de ungere forțată; etanșarea — prin labirinți (lagărul *A*) și prin canale circulare (lagărul *B*).

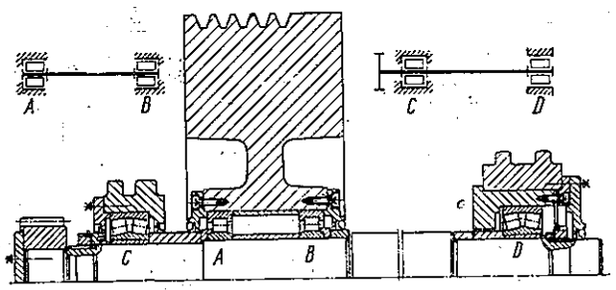


Fig. 5.60. Arborele unei prese cu excentric:
fixarea axială a volantului se realizează în ambele lagăre (*A* și *B*); arborele este sprijinit pe rulmenți oscilanți cu role butoi, cu bucșă de extracție, fixarea axială, în ambele sensuri, fiind asigurată de lagărul *C*; ungerea rulmenților — cu unsoare consistentă, iar etanșarea — cu manșete de rotație.

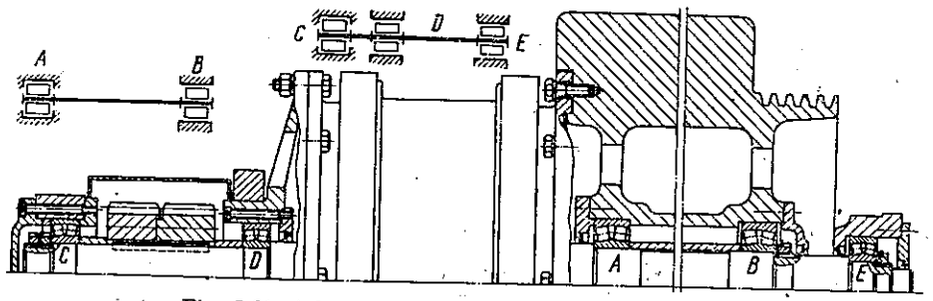


Fig. 5.61. Arborele unei prese cu excentric de 250 tone:
fixarea axială a volantului, în ambele sensuri, este obținută prin lagărul *A*; arborele este fixat axial, în ambele sensuri, în lagărul *C*; ungerea rulmenților — cu unsoare consistentă, iar etanșarea — cu manșete de rotație.

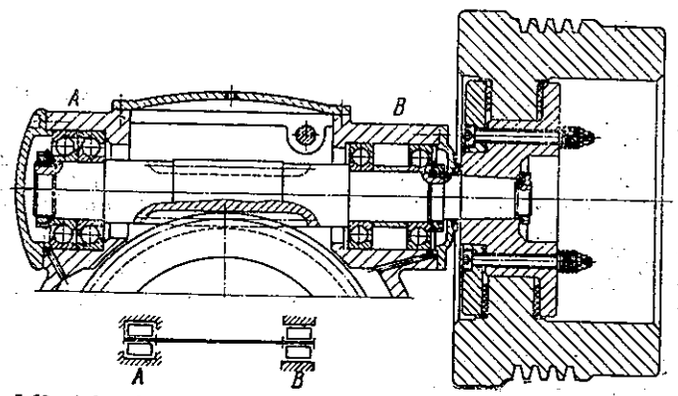


Fig. 5.62. Arborele de antrenare de la o foarfecă pentru benzi ($P = 15$ CP; grosimea maximă de tăiere 13 mm; lățimea benzii 3 000 mm):
rulmenții radial-axiali, din lagărul *A*, fixează axial, în ambele sensuri, arborele; etanșare cu manșetă de rotație.

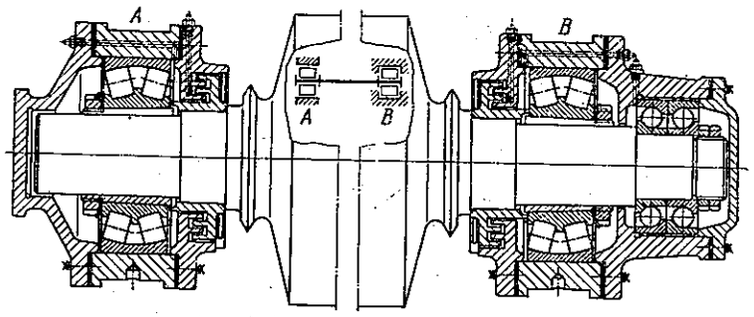


Fig. 5.63. Valț de la instalația de fabricat hîrtie:
sarcina axială, în ambele sensuri, este preluată de cei doi rulmenți radial-axiali cu bile, din lagărul *B*, complet descărcați radial; ungerea — cu unsoare consistentă, iar etanșarea — cu labirinți.

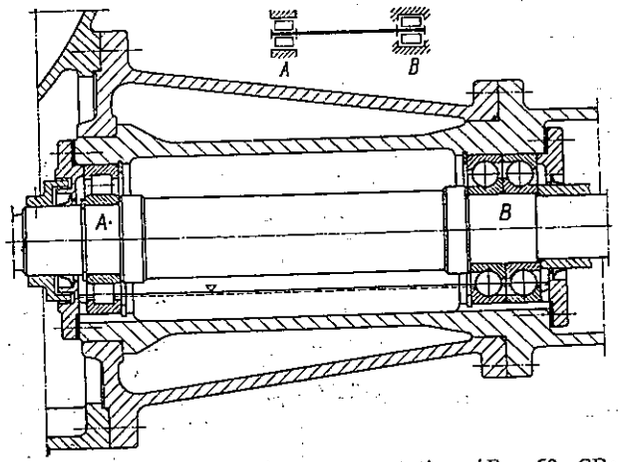


Fig. 5.64. Arborele unei pompe rotative ($P = 60$ CP; $n = 1\,450$ rot/min):
rulmentul radial cu role cilindrice, tip NU, permite deplasări axiale, în ambele sensuri; lagărul *B* preia sarcini axiale în ambele sensuri; ungerea — cu ulei, iar etanșarea — printr-un sistem cu contact în lagărul *B* și printr-un sistem combinat la lagărul *A*.

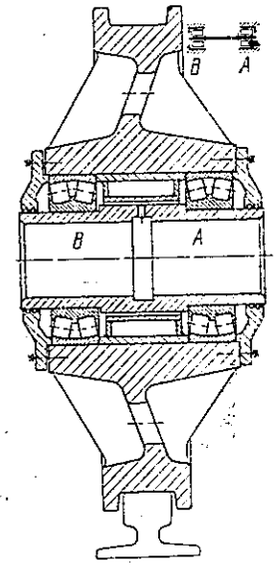


Fig. 5.66. Rolă de rulare pentru macara:
fixarea axială este asigurată la ambele capete.

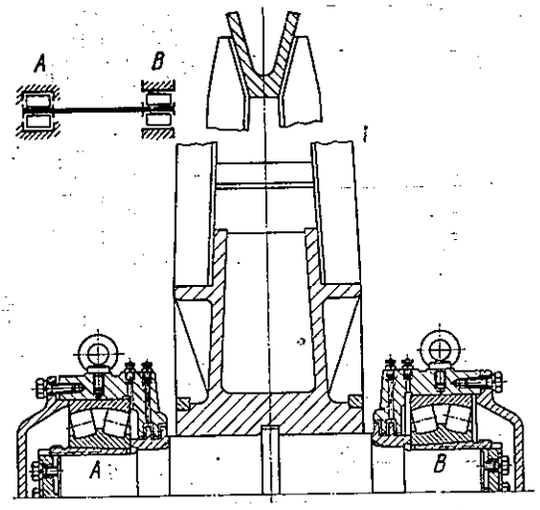


Fig. 5.65. Roată de cablu pentru exploatări miniere ($F_{rA} = F_{rB} = 50\,000$ daN):
fixarea axială, în ambele sensuri, este realizată în lagărul *A*, în lagărul *B* permițîndu-se deplasări axiale, în ambele sensuri; ungerea — cu unsoare consistentă, iar etanșarea — cu labirinți radiali.

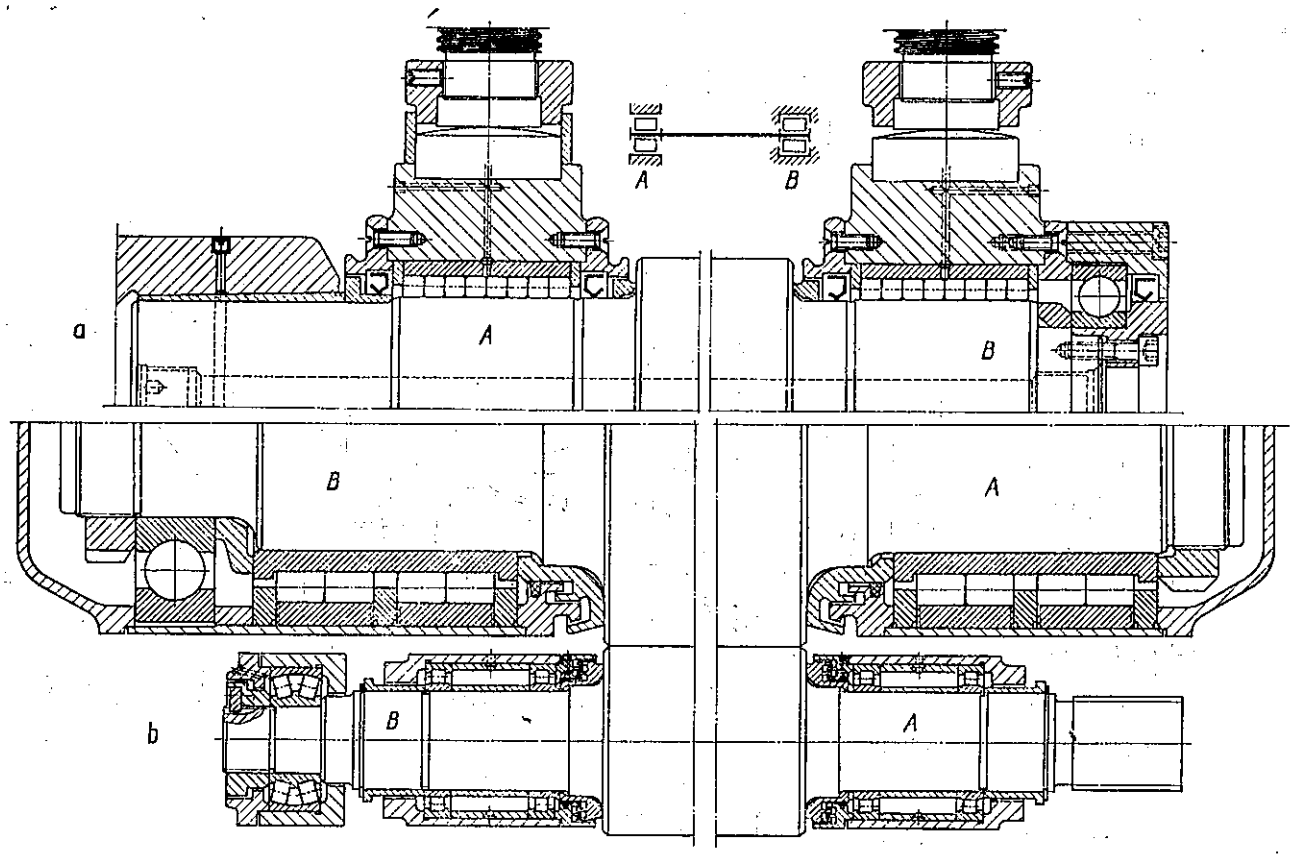


Fig. 5.67. Cilindrii de laminor:

cilindrii de lucru, pentru un laminor duo (*a*) și quarto (*b*), sînt fixați axial la un singur capăt, în ambele sensuri, printr-un rulment radial cu bile, descărcat de sarcină radială, respectiv printr-un rulment oscilant cu role; ungerea cu ulei, iar etanșarea cu manșete de rotație.

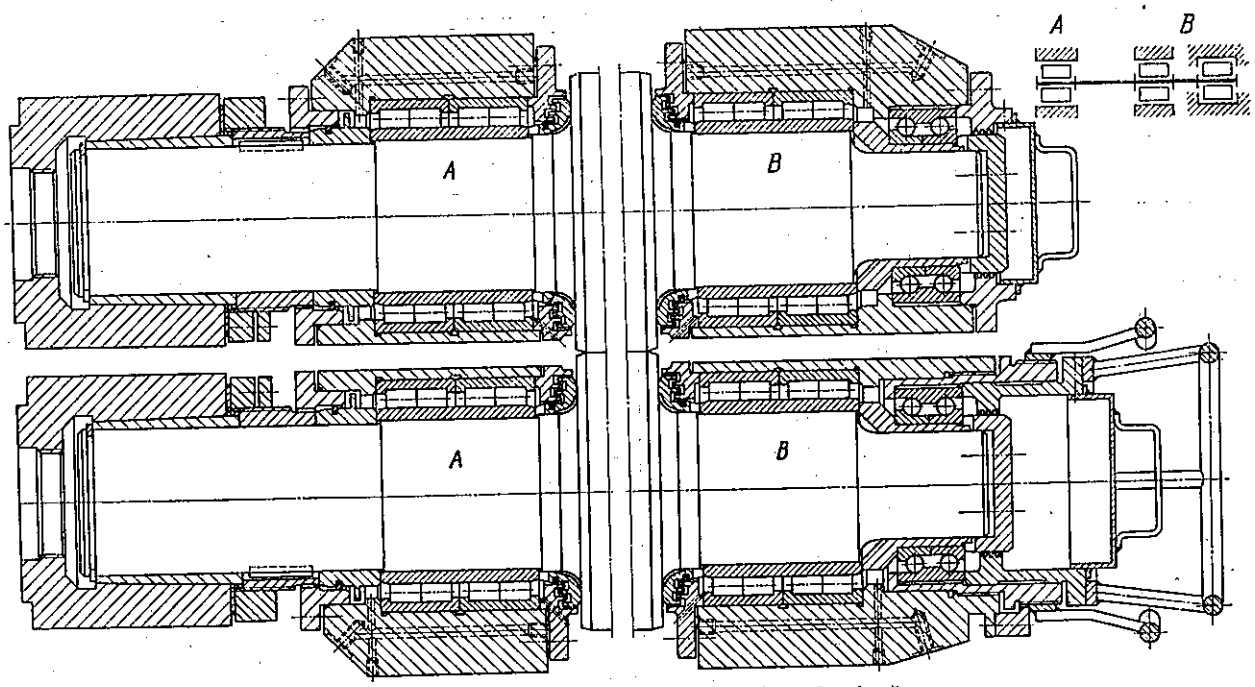


Fig. 5.68. Cilindrii pentru un laminor de sîrmă:

lagărele pot funcționa la viteze mari; fixarea axială, în ambele sensuri, se obține în lagărul *B*, printr-un rulment radial-axial cu bile pe două rînduri, descărcat de sarcini radiale, cu reglare precisă a jocului axial; ungerea — cu ulei, iar etanșarea — cu labirinți și cu canale circulare.

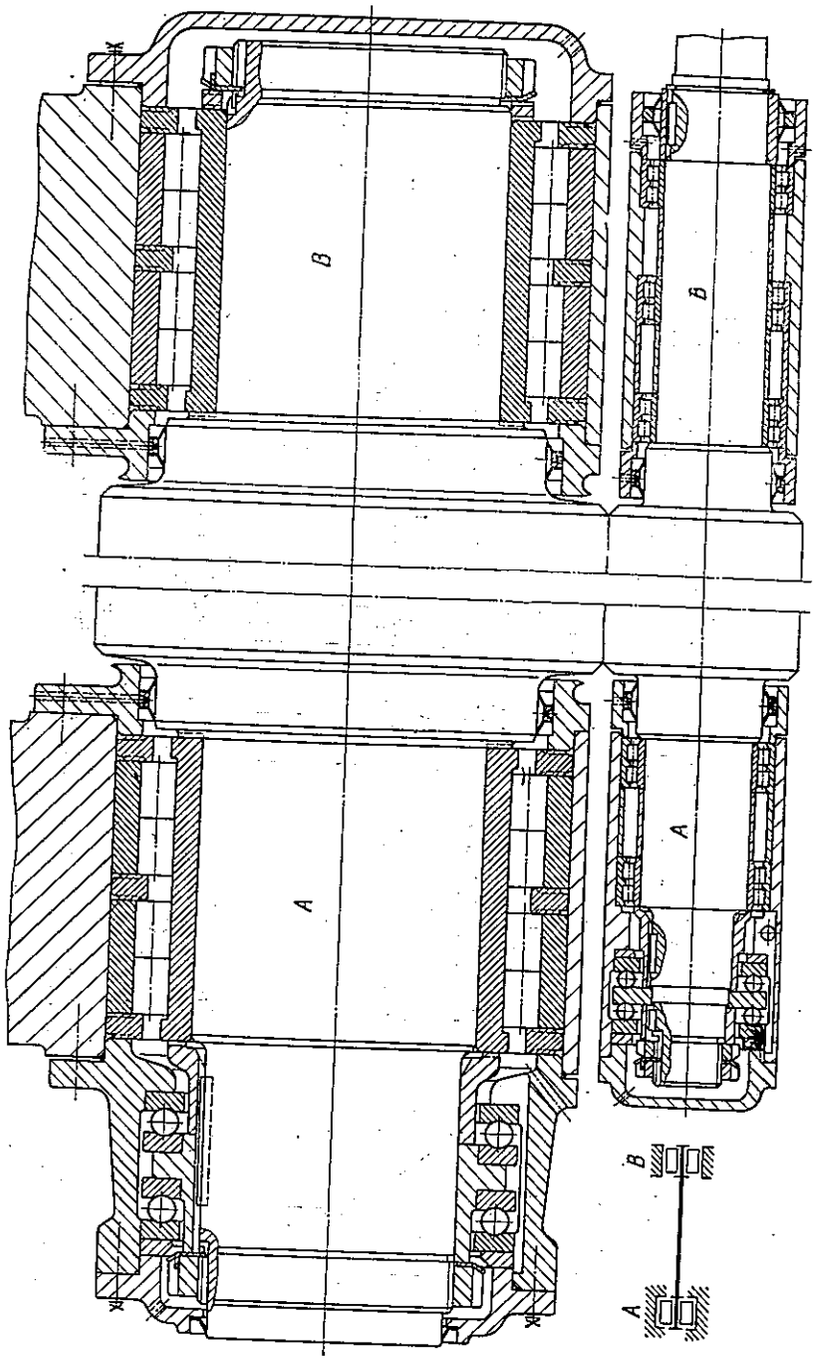


Fig. 5.69 Cilindrii de lam
fixarea axială este asigurată la un singur capăt, în ambele sensuri, prin doi rulmenți axiali cu bile cu simplu efect.

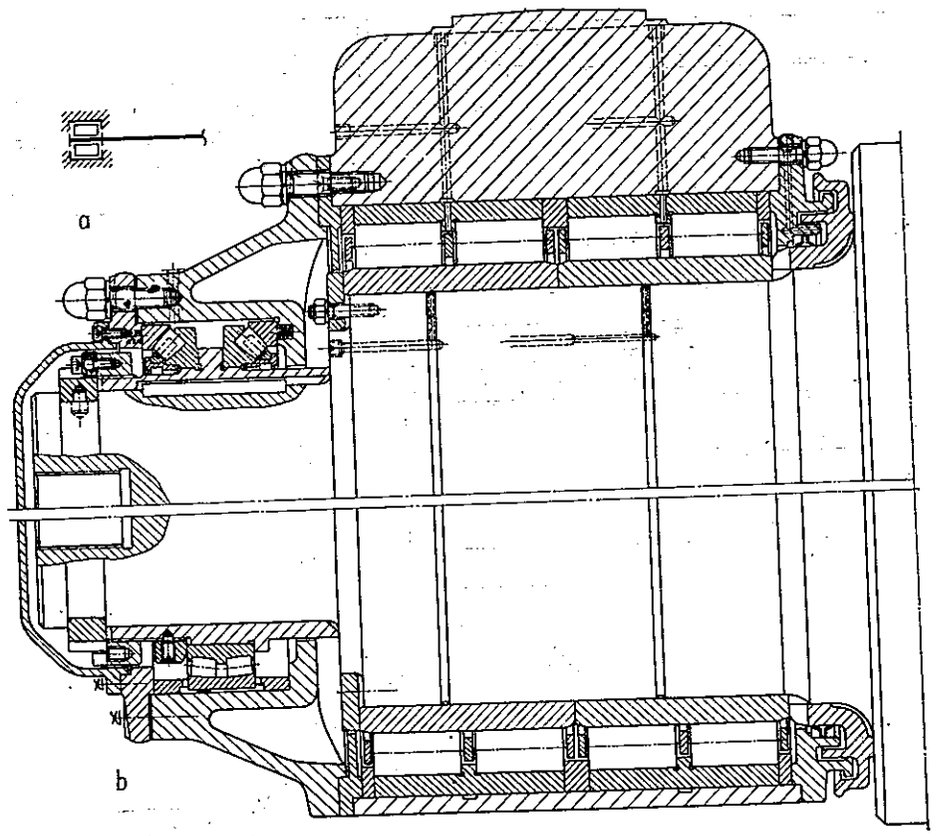


Fig. 5.70. Lagărul unui cilindru de laminor quarto:
lagărul realizează fixarea axială a cilindrului, în ambele sensuri, prin doi rulmenți axial-oscilanți cu role butoi, descărcați radial (*a*) sau printr-un rulment oscilant cu role, descărcat radial (*b*); ungere — cu ulei, iar etanșarea — cu un sistem combinat.

liza cu rulmenți radiali cu bile (v. fig. 5.67), radial-axiali cu bile pe două rînduri (v. fig. 5.68), oscilanți cu role (v. fig. 5.67, *b* și 5.70, *b*), axiali cu bile (v. fig. 5.69) sau cu role (v. fig. 5.71), axial-oscilanți cu role (v. fig. 5.70) sau radial-axiali cu role conice pe mai multe rînduri (v. fig. 5.71), care preiau și sarcina radială, alegerea tipurilor de rulmenți depinzînd — în final — de caracteristicile tehnice ale laminorului [15, 19, 22, 23, 24].

Datorită caracteristicilor superioare pe care le prezintă, la o bună parte din utilaje se folosesc rulmenți oscilanți cu role (fig. 5.72, 5.73) [15, 19].

Se folosesc și combinații de rulmenți radiali cu role cilindrice (numai pentru sarcina radială) și radial-axiali cu bile (fig. 5.64), care fixează axial arborele și preiau și sarcina radială care revine lagărului [16].

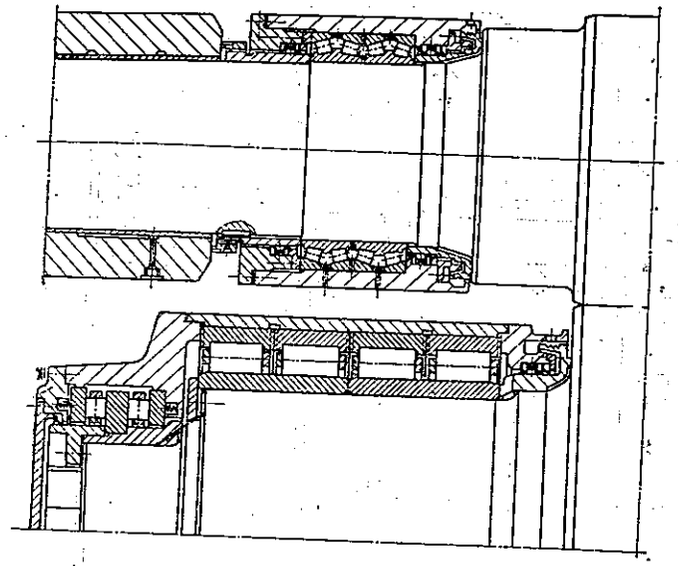


Fig. 5.71. Lagărele unor cilindrii de laminor pentru tablă (laminor duo). Ungerea — cu unsoare consistentă, iar etanșarea — cu labirinți și manșete de rotație.

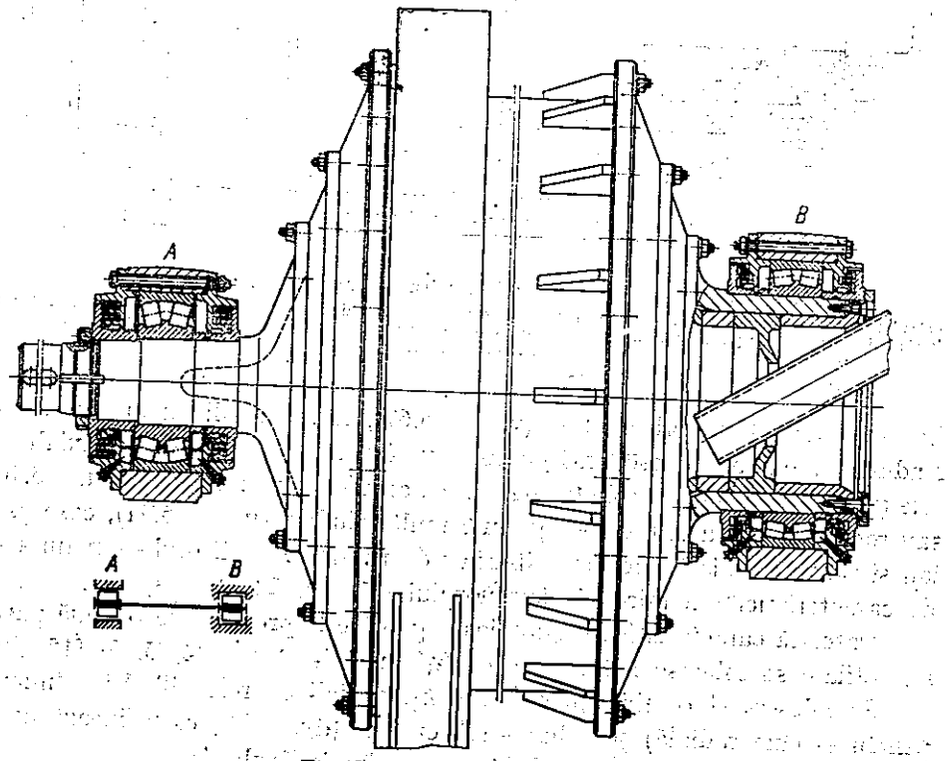


Fig. 5.72. Moară cu bile:
arborele este sprijinit pe rulmenți oscilanți cu role — deoarece apar deformații mari ale arborelui, acesta fiind de lungime mare; fixarea axială, în ambele sensuri, este asigurată de lagărul *B*; ungerea — cu ulei, iar etanșarea — cu labirinți axiali.

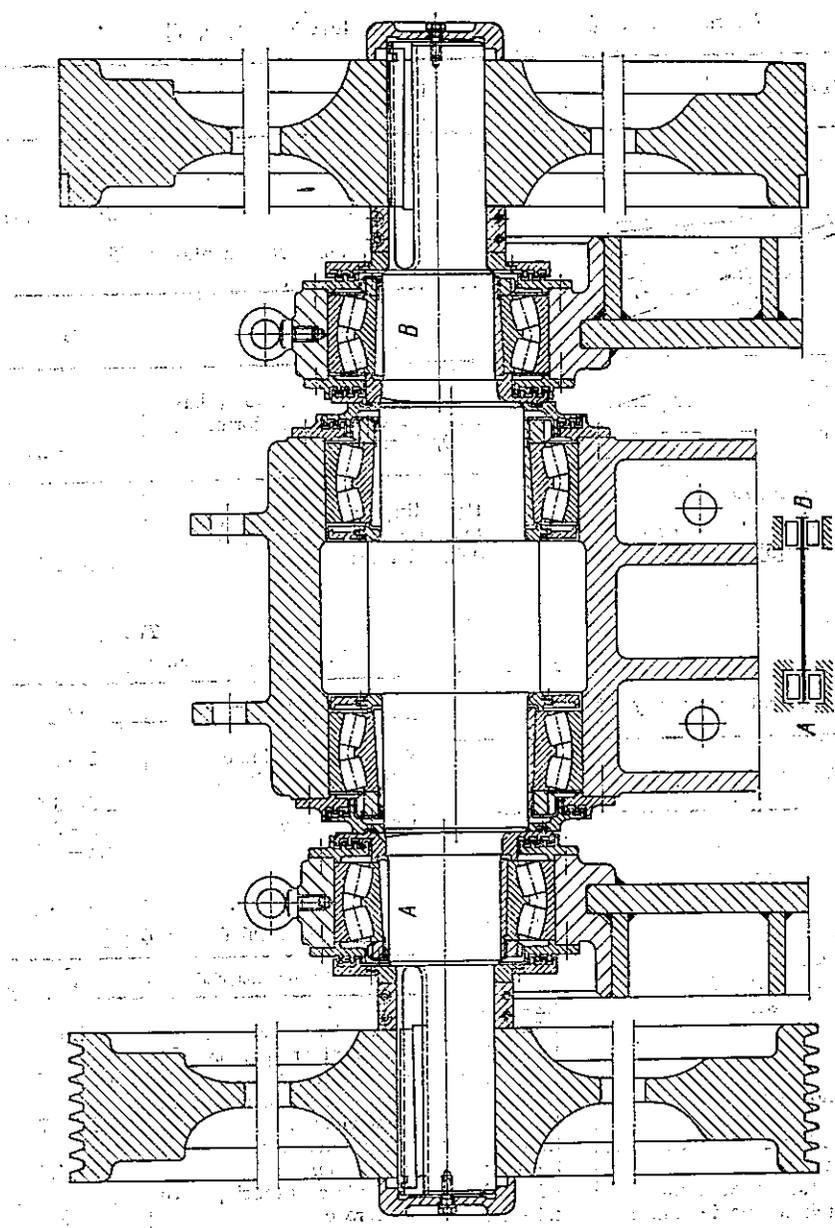


Fig. 5.73. Arborele unui concasor pentru mărunțit piatră:
fixarea axială, în ambele sensuri, este asigurată de lagărul *A*; rulmenții, realizați cu alezaj conic la inelul interior, sînt montați pe bucșe de strîngere; ungerea — cu unsoare consistentă, iar etanșarea — cu labirinți.

Anexe

Tabelul A. 5-1

Valorile recomandate pentru factorul de turație f [5, 6, 7]

F_a/F_r; $(F_{ak}/F_{rk})_{max}$	0,3	0,45	0,6	0,8	1
f	1	0,9	0,8	0,75	0,7

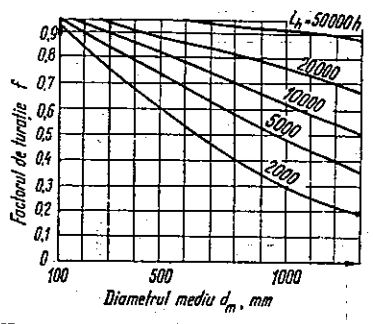


Fig. A.5—1. Factorul de corecție f[5].

Tabelul A. 5-2

Factorul suplimentar f_z [5]

Precizia danturii	f_z
Roți dințate de precizie (abaterea de divizare și formă < 0,02 mm)	1,05—1,1
Roți dințate obșinuite (abaterea de divizare și formă de 0,02—1 mm)	1,1—1,3

Tabelul A. 5-3

Factorul de regim f_d [5]

Felul utilajului	f_d
Mașini electrice, turbine	1—1,1
Motoare de tracțiune	1,1—1,2
Transportoare cu bandă, pompe centrifuge	1—1,2
Turbocompresoare	1—1,25
Ascensoare, macarale	1,2—1,3
Mijloace de transport minier	1,5—1,8
Compresoare cu piston	1,2—1,5
Transportor vibrator	1,5—2,5
Mori cu bile	1,5—1,7
Malaxoare	1,1—1,2
Concasoare, mori cu ciocane	1,5—2
Excavatoare	1,5—2,5
Mori cu valțuri, instalații de foraj	1,8—2,2
Mori pentru cereale	1,1—1,2
Mașini pentru frămîntat aluat	1,2—1,5
Mașini pentru industria lemnului	1,1—1,3
Ciocane de forjă, ghilotine, ștanțe, prese	1,3—2
Mașini-unelte pentru metale	1,4—1,6
Laminoare de tablă	2—4

Tabelul A. 5-4

Factorul suplimentar f_v [5]

Felul antrenării	f_v
Curele trapezoidale	2—2,5
Curele din piele cu rolă de întindere	2,5—3,5
Curele textile	2—3
Lanț	1,1—1,3

Tabelul A. 5-5

Factorul de șoc f_s [5]

Tipul autovehiculului	f_s
Motociclete, autoturisme	1,3
Autocamioane pînă la 1,5 t	1,4
Autocamioane peste 1,5 t	1,5—1,6
Tractoare agricole sau de construcții	1,5—1,7
Autocamioane pentru orice teren	1,5—1,8
Vehicule cu arcuri pentru căi ferate	1,3
Vehicule fără arcuri pentru căi ferate	1,5—1,7
Autovehicule cu pneuri pline	1,7

Tabelul A.5-6

Factorul de temperatură f_t [5]

t, °C	f_t
⩽120	1
150	0,95
200	0,85
250	0,75
300	0,60

Tabelul A. 5-7

Valori recomandate pentru constanta a [5]

Condițiile de funcționare și ungere	a
Ungere cu unsoare și funcționare continuă	70—80
Ungere cu unsoare și funcționare intermitentă	130—160
Ungere cu ulei și o bună evacuare a căldurii, sau răcire prin radiație	190—220
Cantitate abundentă de ulei, o bună evacuare a căldurii, funcționare intermitentă	275—325
Condiții optime de evacuare a căldurii, răcire prin radiație a uleiului sau ulei în mare cantitate și sarcină de scurtă durată	560—700
Ungere cu ulei și funcționare continuă	130—160

Tabelul A. 5—8

Constanta $Q_r^{\prime}$ [5]

Seria de diametre	Q
0	19 d*)
2	32 d
3	45 d
4	60 d

*) d, în mm.

Tabelul A. 5—9

Constanta χ [5]

Seria de lățimi	Seria de diametre	χ
0	2; 3; 4	0,5
1	0	0,5
	2; 3	0,3

Tabelul A. 5—10

Factorul de siguranță s_0 [5]

Condițiile de funcționare	S_0
Funcționare liniștită, fără vibrații	⩾0,5
Funcționare normală, mers liniștit	⩾1
Sarcini cu șocuri accentuate (poduri mobile)	1,5—2
Cîrlig la macarale mari, fără sarcini dinamice	> 1
Cîrlig la macarale mici, cu sarcini dinamice	⩾1,6
Pretenții mari la mers liniștit	2
Rulmenți axial-oscilanți cu role	⩾2

Tabelul A. 5—11

Factorul de încărcare f_i [5]

Tipul rulmentului	f_i
Cu bile sau role cilindrice	1,625
Cu role conice	1,715

Tabelul A. 5—12

Durata de funcționare nominală a lagărelor cu rulmenți de la diferite mașini [5]

Felul mașinii	L_h, ore
Mașini cu timp de funcționare scurt sau cu întreruperi: mașini-unelte, mașini agricole, macarale pentru ateliere de reparații sau turnătorii	4 000— 8 000
Mașini cu funcționare intermitentă: motoare electrice pentru agricultură, transportoare cu bandă, ascensoare, mașini-unelte folosite rar	8 000— 12 000
Mașini cu program zilnic de 8 ore care nu sînt exploatate la maxim: angrenaje pentru scopuri generale, motoare electrice staționare	12 000—24 000
Mașini-unelte, mașini pentru prelucrarea lemnului, mașini pentru fabricația de serie mare, suflante	20 000—30 000
Mașini cu funcționare continuă: compresoare, pompe, mașini electrice, ascensoare pentru mine	50 000—80 000
Mașini pentru celuloză și hîrtie, instalații de forță, hidrocentrale, pompe de noroi	> 100 000

Tabelul A. 5—13

Durata de funcționare recomandată a lagărelor cu rulmenți de la roțile automobilelor [5]

Felul autovehiculului	L_{km}, 10^6 km
Automobile	0,1
Autocamioane, autobuze	0,2—0,3
Vagoane de marfă	0,8
Trafic suburban, tramvaie	1,5
Vagoane de călători pentru distanțe mari	3
Automotoare	3—4
Locomotive Diesel și electrice	3—5

Tabelul A. 5—14

Recomandări pentru alegerea duratelor de funcționare pe trepte q, în cutiile de viteze ale autovehiculelor, în % din timpul total de funcționare [3]

Numărul treptelor de viteze	Viteza	Autoturisme		Camioane		Autobuze		Autocamioane de mare tonaj
		Mici	Obișnuite	Obișnuite	Autotrenuri	Urbane	Interurbane	
3 trepte	1	1	1					
	2	30	22	—	—	—	—	—
	3(i = 1)	69	77					
4 trepte	1	0,5	0,5	1	5	1	1	5
	2	3	2	3	15	5	3	35
	3	20	10,5	21	55	25	21	40
	4 (i = 1)	76,5	87	75	25	69	75	20

Tabelul A.5—14 (continuare)

Numărul treptelor de viteze	Viteza	Autoturisme		Camioane		Autobuze		Autocamioane de mare tonaj
		Mici	Obișnuite	Obișnuite	Autotrenuri	Urbane	Interurbane	
4 trepte (cu suprapriză)	1	1	0,5	1		1	1	
	2	8	3	4	—	8	4	—
	3(i = 1)	23	20	35		40	35	
	4	68	76,5	60		51	60	
5 trepte	1		0,5	1	3	1	1	3
	2		2	3	12	4	3	15
	3		4	5	30	10	5	25
	4	—	18,5	16	40	20	16	40
	5(i = 1)		75	75	15	65	75	17
5 trepte (cu suprapriză)	1		0,5	1		1	1	
	2		2	3		4	3	—
	3		15	12	—	15	12	
	4(i = 1)	—	57,5	64		60	64	
	5		25	20		20	20	
6 trepte	1			1	3	1	1	3
	2			2	5	3	2	10
	3			4	20	6	4	20
	4	—	—	8	40	15	8	30
	5			15	20	15	15	25
	6			70	12	60	70	12
6 trepte (cu suprapriză)	1			1		1	1	
	2			2		3	2	
	3			4		6	4	
	4	—	—	8	—	15	8	—
	5(i = 1)			70		60	70	
	6			15		15	15	
8 trepte (cu suprapriză)	1			0,5			0,5	3
	2			1			1	10
	3			3			3	15
	4	—	—	5,5	—	—	5,5	25
	5			10			10	25
	6			15			15	10
	7(i = 1)			45			45	7
	8			20			20	5

Tabelul A. 5—15

Indici de serie utilizați de calculator

Tipul rulmentului	J	*SR1*	*SR2*	*FC*	Serie dimensiuni	*SR*
Rulmenți tip magneto	1	1	1	1	—	1
Rulmenți radiali cu bile	2	2	7	1	618	2
					160	3
					60	4
					62	5
					63	6
					64	7

Tabelul A. 5—15 (continuare)

Tipul rulmentului	J	SR1	SR2	FC	Serie dimensiuni	ISR
Rulmenți radiali cu role	3	8	13	1	NU, NJ, NUP 10	8
					Idem 2	9
					Idem 22	10
					Idem 3	11
					Idem 23	12
					Idem 4	13
Rulmenți axiali	4	14	20	1	511	14
					512	15
					513	16
					514	17
					522	18
					523	19
					524	20
Rulmenți radial-axiali cu bile	5	21	28	0	70	21
					2 × 70	22
					72	23
					2 × 72	24
					32	25
					73	26
					2 × 73	27
					33	28
Rulmenți radial-axiali cu bile cu contact în patru puncte	6	29	30	0	QJ	29
					Q	30
Rulmenți radial-axiali cu role conice	7	31	36	0	320	31
					302	32
					322	33
					303	34
					313	35
					323	36
Rulmenți oscilanți cu role	9	37	45	0	239	37
					230	38
					240	39
					231	40
					241	41
					222	42
					232	43
					213	44
					223	45
Rulmenți oscilanți cu bile	10	46	49	0	11, 12	46
					22	47
					13	48
					23	49

Tabelul A. 5—16

Cîmpuri de toleranță pentru arbori plini din oțel [5]

Condiții de exploatare	Exemple	Diametrul arborelui, mm: Rulment cu bile	Rulment cu role cilindrice sau conice	Rulment oscilant cu role	Cîmp de toleranță
Rulmenți radiali cu alezaj cilindric					
Sarcină locală pe inelul interior					
Este necesară o deplasare ușoară a inelului interior	Roți pentru vehicule (roți libere)	—	—	—	g 6
Nu este necesară deplasarea inelului exterior	Role de întindere Role de cablu	—	—	—	h 6
Sarcină periferică pe inelul interior sau sarcină nedeterminată					
Sarcini mici și variabile	Instalații de transport. Mecanisme cu sarcini mici în lagăre	(18) ... 100 (100) ... 140	⩽40 (40) ... 100	— —	j6 k6
Sarcini normale și mari	Construcții de mașini în general, motoare electrice, turbine, pompe, angrenaje cu roți dințate, mașini pentru prelucrarea lemnului	⩽18 (18) ... 100 (100) ... 140 (140) ... 200 (200) ... 280 —	— ⩽40 (40) ... 100 (100) ... 140 (140) ... 200 —	— ⩽40 (40) ...65 (65) ... 100 (100) ... 140 (140) ... 180	j 5 k5 (k6) m5 (m6) m6 n 6 p 6
Sarcini mari și șocuri la condiții grele de exploatare	Cutii de unsoare pentru material rulant, motoare de tracțiune, laminoare	— — —	(50) ... 140 (140) ... 200 > 200	(50) ... 100 100 ... 140 > 140	n 6 p 6 r 6
Pretenții mari la precizia de rotire	Mașini-unelte	⩽18 (100) ... 200 — —	— (40) ... 140 (140) ... 200 (140) ... 200	— — — —	h 5 j 5 k 5 m 5
Sarcini pur axiale	Pentru toate tipurile de lagăre	—	—	—	j 6

Tabelul A. 5—16 (continuare)

Condiții de exploatare		Exemple	Diametrul arborelui, mm: Rulment cu bile	Rulment cu role cilindrice sau conice	Rulment oscilant cu role	Cîmp de toleranță
Rulmenți radiali cu alezaj conic și bucșă	Sarcini de orice tip	Construcții de mașini în general. Cutii de unsoare pentru material rulant	—	—	—	h 9
		Arbori de transmisie	—	—	—	h 10
Rulmenți axiali	Sarcină pur axială		Toate diametrele	—	—	h 6
	Sarcină combinată (pentru rulmenți axial-oscilanți cu role)					
	Sarcină locală pe șaiba de fus		—	—	Toate diametrele	j 6
	Sarcină periferică pe șaibă de fus sau sarcină nedeterminată		— — —	— — —	⩽ 200 (200) ... 400 > 400	k 6 m 6 n 6

Observații. Toleranțele din paranteze se recomandă pentru rulmenți cu role conice sau radial-axiali cu bile pe un rînd. Sarcini mici $P \leqslant 0{,}07\ C$; sarcini normale $P \approx 0{,}1\ C$; sarcini mari $P > 0{,}15\ C$.

Tabelul A. 5—17

Cîmpuri de toleranțe pentru carcase din oțel sau fontă [5]

Condiții de exploatare		Exemple	Cîmp de toleranță
Rulmenți radiali	Carcase neseparabile	*Sarcină periferică pe inelul exterior*	
		Sarcini mari și carcase cu pereți subțiri, șocuri mari	Butucul roții cu rulmenți cu role, lagărele bielei — P 7
		Sarcini normale și mari	Butucul roții cu rulmenți cu bile, lagărele bielei, roțile libere de la macarale — N 7
		Sarcini mici și vriablie	Role de transport, role de cablu, role de întindere la curele — M 7

Tabelul A. 5—17 (continuare)

Condiții de exploatare		Exemple	Cîmp de toleranță
Rulmenți radiali	Carcase neseparabile	*Sarcină nedeterminată*	
		Sarcini cu șocuri mari	Motoare de tracțiune — M 7
		Sarcini normale și mari	Motoare electrice, pompe, lagărul principal al arborelui cotit — K 7
		Precizie de rotire, mers fără zgomot	Rulmenții cu role la lagărul principal de la mașini-unelte — K6; M6
			Rulmenți cu bile pentru broșe de rectificare, mașini electrice mici ($D > 50$ mm) — J 6
			Mașini electrice mici ($D \leqslant 50$ mm) — J6; H5
	Carcase separabile sau neseparabile	*Sarcină nedeterminată*	
		Sarcini mici și normale	Mașini electrice mijlocii, pompe, lagăre pentru arborele cotit — J 7
		Sarcină locală pe inelul exterior	
		Orice fel de sarcini	Construcții de mașini în general, cutii de unsoare la material rulant — H 7
		Sarcini mici și normale la condiții de exploatare ușoare	Transmisii — H 8
		Transfer de căldură de la arbore	Cilindri uscători, mașini electrice mari cu rulmenți oscilanți cu role — G 7
Rulmenți axiali		*Sarcină pur axială*	
		Rulmenți axiali cu bile	— — H 8
		Sarcină combinată pentru rulmenți axial-oscilanți cu role	
		Sarcină locală pe șaiba de carcasă	— — H 7
		Sarcină periferică pe șaiba de de carcasă	— — H 7

Observație. Sarcini mici $P \leqslant 0{,}07\ C$; sarcini normale $C \approx 0{,}1\ C$; sarcini mari $P > 0{,}1\ C$.

Bibliografie

1. **Cernavskii, S. A.** ș.a. *Proektirovanie mehaniceskih percdaci.* Moscova, Maşghiz, 1963.
2. **Chișiu, Al.** ș.a. *Organe de mașini.* București, Editura didactică și pedagogică, 1976.
3. **Drăghici, I.** ș.a. *Organe de mașini. Probleme.* București, Editura didactică și pedagogică, 1980.
4. **Eschmann, P., Hasbargen, L., Weingand K.** *Die Wälzlagerpraxis.* Handbuch für die Berechnung und Gestaltung von Lagerungen. München, Verlag von R. Oldenbourg, 1953.
5. **Furnică, M.** ș.a. *Îndrumător pentru construcția lagărelor cu rulmenți.* București, MICMG, 1974.
6. **Jula, A.** ș.a. *Montaje cu rulmenți.* Îndrumar de proiectare. Universitatea din Brașov, 1978.
7. **Rabinovici, I.** ș.a. *Rulmenți.* București, Editura tehnică, 1977.
8. **Reșetov, D. N.** *Organe de mașini.* București, Editura tehnică, 1963.
9. *Manualul inginerului mecanic.* Mecanisme. Organe de mașini. Dinamica mașinilor. București, Editura tehnică, 1976.
10. *Podșipniki kacenlia.* Spravocinoe posobie. Moscova, Maşghiz, 1961.

Documentații tehnice ale firmelor specializate

11. Catalog de rulmenți 372. București, MICMG, 1976.
12. Dürkoppwerke GmbH Bielefeld Gegründet 1867, 48 Bielefeld, Postfach 6. Nadellagerkatalog W 167.
13. INA — Netztafel zur Ermittlung der Lebensdauer für Nadel — und Zylinderrollenlager. Masskatalog D 302.
14. Industriewerk Schaeffler, INA — Nadellager. Bauformen und Anwendungen (1962).
15. FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co, 8720. Schweinfurt, Postfach 28/29. Wälzlager in Walzgerüsten, nr. 17100.
16. FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co, 8720 Schweinfurt, Postfach 28/29. Die Gestaltung von Wälzlagerungen (1968).
17. FAG Kugelfischer Georg Schäfer & Co, Schweinfurt, Postfach 28/29. Das Wälzlager im Kraftfahrzeug. Publ. nr. 05100.
18. SKF Bearings in pinion stands. AB Svenska Kullagerfabriken (1960).
19. SKF Kugellagerfabriken GmbH, 8720 Schweinfurt 2, Postfach 44. Lager in Walzgerüsten (1971).
20. SKF Kugellagerfabriken GmbH, Schweinfurt, Postfach 44. Wälzlager in Kraftfahrzeugen.
21. SKF Kugellagerfabriken GmbH, Schweinfurt, Postfach 44. Wälzlager in Werkzeugmaschinen.
22. The TIMKEN engineering journal. Section I, General information.
23. The TORRINGTON Company, South Bend 21, Indiana. Maintenance in metal rolling mills (1962).
24. The TORRINGTON Company, South Bend 21, Indiana 46621. Katalog 12650 (1967).

6. Ghidaje

Notații

b — lățimea ghidajului; distanța de la marginea ghidajului la canalul longitudinal;
B — lățimea ghidajului hidrostatic deschis;
B_1, B_2 — lățimea suprafeței de susținere, respectiv închidere, la ghidajele hidrostatice închise;
c_k — coeficient dependent de mărimea canalelor transversale;
c_f — coeficient de formă la ghidajele hidrostatice;
G — greutatea elementului mobil;
h_{min}, h_{max} — valorile extreme ale grosimii stratului de lubrifiant la ghidajele hidrostatice;
h_0 — grosimea minimă a stratului de lubrifiant la ghidajele cu ungere hidrodinamică;
H — lungimea de contact a corpurilor de rostogolire;
H_0 — lungimea suprafeței mijlocii, care nu participă la preluarea sarcinii, la ghidajele cu rostogolire;
k — numărul canalelor de ungere transversale la ghidajele hidrodinamice;
L — lungimea suprafeței în contact;
m, k_1 — factori adimensionali utilizați în calculul portanței;
N — forța de strîngere prealabilă la ghidajele cu rostogolire;
p_a — presiunea admisibilă; presiunea atmosferică în cazul ghidajelor aerostatice;
p_k — presiunea din buzunarul k la ghidajele aerostatice;
p_k^*, p_i^* — mărimi adimensionale utilizate în calculul ghidajelor hidrostatice;
p_{med}, p_{max} — presiunea medie, respectiv presiunea maximă;
P, P_1 — sarcina normală la suprafața de contact, respectiv sarcina preluată de un reazem hidrostatic;
$P_{A,B,C\,max}$ — sarcina maximă care revine unui corp de rostogolire;
P_{min}, P_m, P_{max} — sarcina minimă, medie și maximă, care solicită ghidajele hidrostatice;
P_x, P_y, P_z, M_x, M_y, M_z — componente ale torsorului forțelor care solicită ghidajul;
R_0, l_0, d_0 — rezistența, lungimea și, respectiv, diametrul droselului;
t — pasul corpurilor ce se rostogolesc;
v — viteza relativă a elementelor care formează cupla cinematică de translație; viteza elementului mobil;
z — numărul corpurilor de rostogolire;
ψ — efortul unitar convențional la ghidajele cu rostogolire;
ε_{max} — deplasarea relativă;
η — viscozitatea dinamică a lubrifiantului;
λ — parametrul caracteristic regimului de frecare;
ξ, φ, β — coeficienți adimensionali utilizați în calculul ghidajelor cu rostogolire;
χ — raport al suprafețelor de închidere și susținere la ghidajele hidrostatice.

Organele de mașini care materializează cuplele cinematice de translație poartă denumirea de *ghidaje* pentru mișcarea rectilinie.

Determinante pentru corecta funcționare a sistemelor din care fac parte și, în special, pentru precizia de funcționare a acestora, ghidajele trebuie să îndeplinească o serie de condiții [1, 5]: poziția suprafețelor elementelor — care formează cupla cinematică — trebuie să asigure reacțiuni, în cuplă, minime; forma, dimensiunile suprafețelor de contact și condițiile funcționale trebuie să asigure o distribuție a presiunilor de contact cît mai apropiată de cea uniformă; deformațiile elementelor — care formează ghidajele — tre-

buie să asigure precizia de funcționare; rezistența la uzare a materialelor trebuie să fie mare pentru a se asigura menținerea îndelungată a preciziei de funcționare (în special la batiuri); materialele utilizate trebuie să aibă duritate diferită, pentru evitarea tendinței de gripare; construcția ghidajelor trebuie să asigure reglarea jocului, pentru a se putea compensa efectul uzării; sistemul de ungere, trebuie să realizeze condițiile de ungere preconizate.

Ghidajele trebuie să permită o singură deplasare relativă între elementele pe care le leagă și preluarea torsorului forțelor de reacțiune.

Profilul ghidajelor, definit ca formă a secțiunii cuplei cinematice într-un plan perpendicular pe direcția deplasării, poate fi triunghiular, plan sau cilindric (tabelul 6.1).

6.1. Ghidaje cu alunecare

Ghidajele cu alunecare constituie soluția utilizată cu preponderență în construcția de mașini pentru realizarea cuplelor de translație, datorită avantajelor pe care le conferă [1, 2, 5]: construcție relativ simplă; asigurarea unei deplasări relative între elemente, în condițiile de precizie impuse.

Principalele dezavantaje ale acestor ghidaje — coeficienții de frecare relativi mari — dependenți de viteza relativă și de funcționarea necorespunzătoare în domeniul vitezelor mici — pot fi eliminate prin adoptarea unor construcții care să asigure funcționarea în domeniul frecării fluide [2, 3, 5].

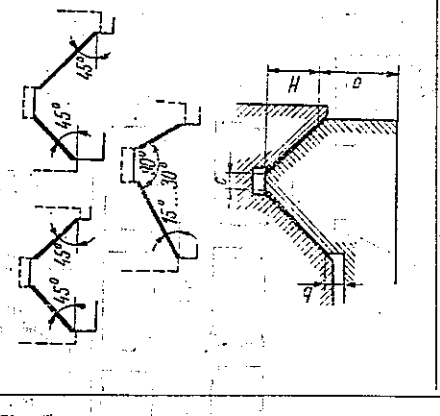
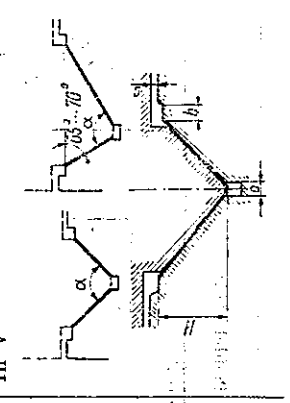
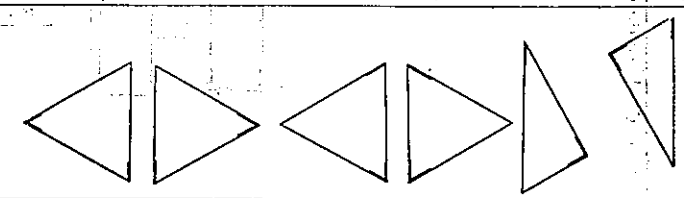
6.1.1. *Elemente de calcul* [2, 3, 5]

Solicitările și eforturile unitare care apar în zona ghidajelor se stabilesc concomitent cu calculul elementelor cu care ghidajele sînt solidarizate (batiuri, sănii, mese etc.). Rigiditatea mare impusă — din considerente dictate de precizia necesară a fi realizată de ansamblul din care ghidajul face parte — determină solicitări mecanice relativ mici, în secțiunile ghidajelor. Din această cauză, calculul de rezistență al ghidajelor nu este esențial pentru dimensionarea cuplei cinematice. Calculul ghidajelor se va referi deci numai la stabilirea presiunilor de contact și a forțelor de frecare care apar în cupla cinematică.

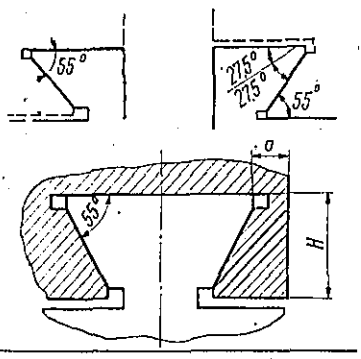
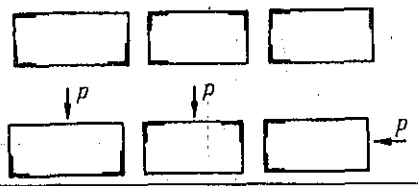
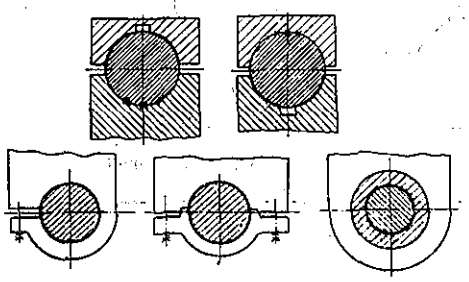
Principalele relații de calcul pentru ghidajele cu alunecare caracterizate prin regim de frecare mixtă sau prin regim de frecare fluidă realizată hidrodinamic sînt prezentate în tabelul 6.2, în fig. 6.1 fiind dată schema logică pentru calculul ghidajelor cu frecare mixtă.

Imposibilitatea asigurării, pe bază hidrodinamică, a condițiilor de existență a frecării fluide între suprafețele ghidajelor — în cazul unor deplasări relative cu viteze mici sau al unor încărcări foarte mari — impune utilizarea ghidajelor *hidrostatice* sau *aerostatice*. Se întîlnesc frecvent astfel de ghidaje în construcția mașinilor-unelte grele și a sistemelor de avans, în special a celor cu viteză de deplasare mică (10^{-5} ... $2 \cdot 10^{-2}$ m/s) [1, 5].

Tabelul 6.1

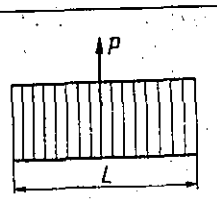
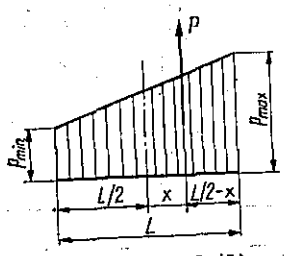
Formele profilului ghidajelor [1, 5, 7]	Caracteristici. Recomandări de utilizare
Profilul ghidajului	*Se recomandă:* $a = 1{,}5\ H$; $b = 0{,}1\ H$; $c = 0{,}25\ H$, pentru profilul simetric; $a = 1{,}6\ H$; $b = 0{,}1\ H$; $c = 0{,}25\ H$, pentru profilul asimetric. *Se recomandă*, în special, pentru ghidaje orizontale; asigură uzări minime, evacuînd impuritățile de pe suprafețele de contact; permite reglarea automată a jocului
	Se recomandă: $\alpha = 90° \ldots 140°$, pentru ghidaje încărcate cu forțe mari; $\alpha = 70° \ldots 90°$ pentru ghidaje cu o deplasare foarte precisă; $a = 0{,}2\ H$; $b = 0{,}1\ H$; $c = (0{,}1 \ldots 0{,}8)\ H$ *Se recomandă*, în special, pentru ghidajele orizontale; asigură condiții de ungere foarte bune; asigură autoreglarea jocului
In A	
In V	
Triunghiular	

Tabelul 6.1 (continuare)

	Profilul ghidajului	Caracteristici. Recomandări de utilizare
Triunghiular	În coadă de rîndunică 	$a = (0{,}9 \ldots 1{,}2)\,H$ *Se recomandă*, în special, pentru ghidajele verticale sau cele încărcate cu momente mari de răsturnare; se utilizează pentru ghidaje scurte; necesită elemente separate, relativ simple, pentru reglarea jocului
Plan		*Se recomandă:* pentru ghidajele puternic încărcate și/sau de mare precizie; la ghidajele orizontale poate asigura condițiile ungerii hidrodinamice
Cilindric		Asigură o execuție și o întreținere foarte ușoare.

Tabelul 6.2

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul ghidajelor cu alunecare, caracterizate prin regim de frecare mixtă și al ghidajelor hidrodinamice [1, 2, 3, 4, 5]

Regimul de frecare	Mărimea de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări. Valori admisibile	
Mixtă	Parametrul caracteristic regimului de frecare	$\lambda = \eta v/P < \lambda_{cr}$; (6.1) $\lambda_{cr} = 1\,175 \cdot 10^2 i^2 \left[1 + \left(\frac{L}{ib}\right)^2\right] h_0^2 L c_k$ (6.2) $\lambda_{optim} \in (0{,}5 \ldots 0{,}95)\,\lambda_{cr}$	λ_{cr} — conform dependențelor $\mu = f(\lambda)$, stabilite experimental [3, 5] sau conform (6.2) pentru ghidajele mecanismelor de avans; $i = k + 1$; $h_0 = (0{,}004 \ldots 0{,}06)$ mm; c_k — conform tabelului A. 6—1.	
	Presiunea medie	$p_{med} = P/bL$		
	Presiunea maximă	 $p_{max} = p_{med} \leqslant p_a$ (6.3)	$x/L = 0$ Distribuție mai rar utilizată	p_a, conform tabelului A. 6-2
		 $p_{max} = p_{med}(1 + 6x/L)$ (6.4)	$x/L \in (0, 1/6)$. Distribuție acceptată pentru ghidajele la care momentele de răsturnare sînt mici	

Tabelul 6.2 (continuare)

Regimul de frecare	Mărimea de calcul	Relațiile de calcul		Recomandări. Valori admisibile
Mixtă	Presiunea maximă	$p_{max} = 2p_{med} \leqslant p_a$	(6.5)	$x/L \leqslant 1/6$ Distribuție recomandată pentru ghidajele la care momentele de răsturnare sînt mari.
		$p_{max} = \frac{4}{3}\frac{p_{med}}{1-2x/L} \leqslant p_a$	(6.6)	$x/L > 1/6$. Distribuție recomandată pentru ghidajele la care momentele de răsturnare sînt mari, iar jocul dintre suprafețe este mic.
				p_a, conform tabelului A. 6-2
Fluidă, realizată hidrodinamic	Portanța	$P = \frac{6\eta v}{h_0^3} h_1 \frac{b^3}{1+(b/L)^2}$;	(6.7)	h_0 — conf. tabelului A. 6—3;
		$h_1 = m^2\left[\ln\frac{m+1}{m} - \frac{2}{2m+1}\right]$;	(6.8)	$\alpha = 1,\ldots 4$.
		$m = h_0/\alpha L$;	(6.9)	*Uzual:* $L/b > 20$ și $h_1 = h_{1\,max}$, pentru $m \approx 0,7$, recomandîndu-se calculul pe baza relației (6.10) care permite și dimensionarea ghidajului (determinarea lățimii b)
	Presiunea maximă	$P_{max} = 0,133\,\eta v b^3/h_0^3$	(6.10)	
		$p_{max} = 0,273\,\eta v L/h_0^2$	(6.11)	
	Coeficientul de frecare	$\mu = 2,51\sqrt{\eta v b/P b}$	(6.12)	

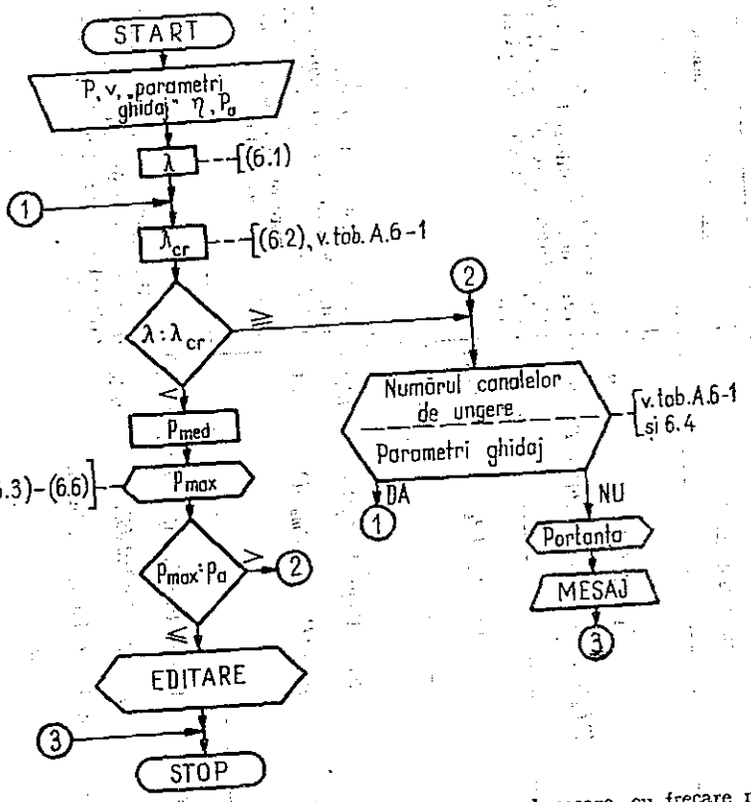


Fig. 6.1. Schema logică pentru calculul ghidajelor cu alunecare, cu frecare mixtă.

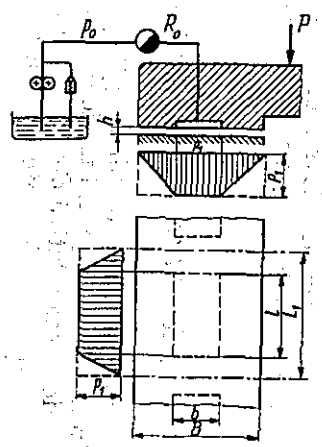
Calculul ghidajelor hidro sau aerostatice este dependent de soluția constructivă, elaborarea unei metodici generale pentru astfel de ghidaje nefiind posibilă.

În tabelul 6.3 [2, 5] sînt cuprinse principalele relații de calcul pentru un *ghidaj hidrostatic deschis* — soluție aplicabilă în cazul sistemelor care nu trebuie să preia și momente de răsturnare — pentru un *ghidaj hidrostatic închis* — soluție care preia și momente de răsturnare — și pentru un *ghidaj aerostatic*.

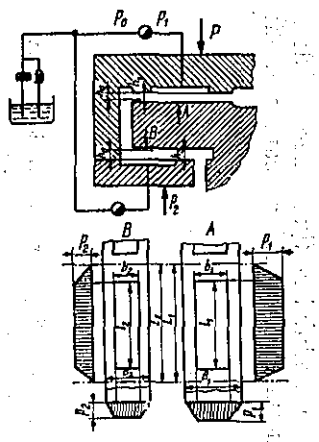
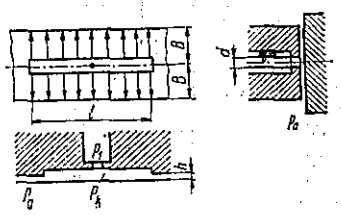
6.1.2. *Materiale utilizate în construcția ghidajelor*

Materialul ghidajelor, determinant pentru durabilitatea cuplei cinematice pe care o formează, se alege în funcție de dimensiunile și modul de realizare a ghidajului, de viteza relativă dintre elementele cuplei cinematice, de natura frecării care apare între elemente etc. La ghidajele batiurilor se recomandă o duritate mai mare.

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul ghidajelor hidrostatice și aerostatice [2,5] — *Tabelul 6.3*

Tipul și schema de calcul	Mărimea de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări. Valori admisibile
Hidrostatic deschis 	Sarcina preluată de un reazem	$P_1 = p_1 L_1 B c_f;$ (6.12) $c_f = (2L_1B + lB + 2lb + L_1b)/6L_1B$ (6.13)	În stabilirea sarcinii totale P_{max}, care încarcă ghidajul, se iau în considerare sarcinile exterioare și greutatea G a elementului mobil
	Numărul necesar de reazeme hidrostatice	$i = P_{max}/P_1$ (6.14)	
	Presiunea de refulare a uleiului de către pompă	$p_0 = P_m/0{,}65 c_f L_1 B,$ (6.15) unde $P_m = (P_{min} + P_{max})/2$ (6.16)	La ghidajele hidrostatice deschise, pentru o funcționare corectă trebuie ca $P_{max}/P_{min} \leqslant 2$, ceea ce corespunde, în general, pentru $P_{max}/G \leqslant 1{,}6$
	Debitul pompei	$Q = iP_m (1{,}54 - P_{min}/P_m)/c_f LBR_0$ (6.17) $R_0 = 6{,}9 \cdot 10^{-9} \eta l_0/d_0^4,$ (6.18) unde η, în cP iar l_0, d_0, în mm	Relația (6.18) este dată pentru droselul de secțiune circulară, cu orificiul de diametru d_0 și lungime l_0
	Raportul h_{min}/h_{max}	$h_{min}/h_{max} \geqslant 0{,}5$ (6.19)	$h_{min} = 5 \ldots 20$ μm, pentru ghidajele mașinilor mici și mijlocii; $h_{min} = 30 \ldots 50$ μm, pentru ghidajele mașinilor grele.

Tabelul 6.3 (continuare)

Tipul și schema de calcul	Mărimea de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări. Valori admisibile
Hidrostatic închis 	Raportul dintre dimensiunile suprafețelor de închidere și susținere	$\chi = L_2 B_2 c_{f2}/L_1 B_1 c_{f1},$ (6.20) $c_{f1,2} = (2L_{1,2} B_{1,2} + l_{1,2} B_{1,2} + 2l_{1,2} b_{1,2} +$ $+ L_{1,2} b_{1,2})/6L_{1,2} B_{1,2}$ (6.21)	$\chi = 0{,}3 \ldots 0{,}5$, pentru ghidajele la care nu se impun condiții severe de rigiditate a stratului de lubrifiant; $\chi = 0{,}5 \ldots 0{,}7$, pentru sistemele la care se cere rigiditate și presiune mari; $\chi = 1$, pentru ghidajele laterale
	Lățimea suprafețelor de susținere și închidere	$B_1 = P_{max}/z p_a L_1;$ (6.22) $B_2 \approx \chi B_1,$ (6.23) pentru $L_1 = L_2$ (caz uzual)	p_a, conform tabelului A. 6—2.
	Jocul inițial	$h_a = \frac{h_{min} + h_{max}}{2} = \frac{h_{min}}{1 - \varepsilon_{max}};$ (6.24) $\varepsilon_{max} = 1 - h_a/h_{min}$ (6.25)	$h_{min} = 15 \ldots 25$ μm, pentru ghidajele mașinilor mici și mijlocii; $h_{min} = 40 \ldots 60$ μm, pentru ghidajele mașinilor grele; ε_{max}, conform fig. A. 6—1
	Presiunea uleiului la intrare	$p_0 = \frac{P_{max}}{L_1 B_1 c_{f1}} \left| \left(\frac{P_{max}}{p_0 L_1 B_1 c_{f1}} \right)_0 \right.$ (6.26)	$(P_{max}/p_0 L_1 B_1 c_{f1})_0$, conform fig. A. 6—2
Aerostatic cu diafragmă simplă 	Presiunea din buzunarul ghidajului	$p_k^* = p_k/p_a$ (6.27)	Dependentă de $p_1/p_a = p_1^*$ (v. fig. A. 6—3) și de dimensiunile ghidajelor (v. fig. A. 6—4); mărimea p_1 se alege, de regulă, egală cu presiunea aerului comprimat din rețea.
	Portanța ghidajelor	$P = 2B \left[\frac{2(p_k^3 - p_a^3)}{3(p_k^2 - p_a^2)} mL - Lp_a \right].$ (6.28)	m — numărul de ajustaje; se adoptă; $L = ml + 2C$ (v, fig. A. 6—4), cu $C = (0{,}8 - 1)\,B$

Complexitatea formelor care se pot realiza prin turnarea fontei asigură o rigiditate mare batiurilor și ghidajelor și o capacitate sporită de amortizare a vibrațiilor. Pentru ghidajele supuse unor solicitări scăzute (presiunea de contact $p < 5$ daN/cm², eforturile unitare de încovoiere $\sigma_i < 100$ daN/cm²) se recomandă utilizarea fontei Fc 200; la solicitări medii ($p < 15$ daN/cm², $\sigma_i < 250$ daN/cm²) se recomandă Fc 250, iar pentru solicitări puternice ($p < 20$ daN/cm², $\sigma_i < 500$ daN/cm²) se poate utiliza fonta Fc 350.

Pentru construcții care necesită preluarea unor sarcini specifice mai mari sau impun condiții speciale privind evitarea uzării, asigurarea unui gabarit mic etc. se pot utiliza fonte modificate sau aliate pentru confecționarea ghidajelor.

Ghidajele aplicate din oțel asigură condiții bune de funcționare cînd suprafața conjugată a cuplei este realizată din fontă. Pentru ghidaje cu lungimi de pînă la 500—700 mm se recomandă utilizarea oțelurilor OLC 15 sau OLC 20 cementate, pentru obținerea unei durități de 52—60 HRC. Pentru ghidaje mai lungi se recomandă utilizarea de oțeluri aliate cu Ni sau Cr (40 Cr 10), care prezintă avantajul unei deformări mai mici în urma tratamentului termic, comparativ cu oțelurile nealiate. Duritatea și în cazul folosirii unor astfel de oțeluri este 52—60 HRC.

Ghidajele aplicate din materiale plastice se recomandă, în special, pentru mașinile mari, la care forma principală de uzare o constituie gripajul. Se aplică, de obicei, pe suprafețele elementului mobil al cuplei cinematice.

6.1.3. *Elemente constructive ale ghidajelor cu alunecare* [1, 5, 7]

Ghidajele cu alunecare asigură legătura dintre cele două elemente prin contactul pe mai multe suprafețe ale acestora (fig. 6.2), cu rol de direcționare a mișcării relative — *suprafețele de conducere* — cu rolul de preluare a sarcinilor exterioare — *suprafețele de susținere* — sau a momentelor de răsturnare — *suprafețele de închidere*.

Ghidajele cu alunecare sînt formate din două (fig. 6.3, *a-i*) sau mai multe profile (fig. 6.3, *j*) identice (fig. 6.3, *a-e*) ori diferite (fig. 6.3, *i-j*).

Fixarea ghidajelor aplicate pe batiu (fig. 6.4, *a-e*) sau pe batiu și pe elementul mobil (fig. 6.4, *f*) se poate realiza cu șuruburi (fig. 6.4, *a-f*) sau prin sudare (fig. 6.4, *g-j*); alegerea modului de fixare depinde de dimensiunea ghidajului aplicat și de construcția elementului pe care se aplică.

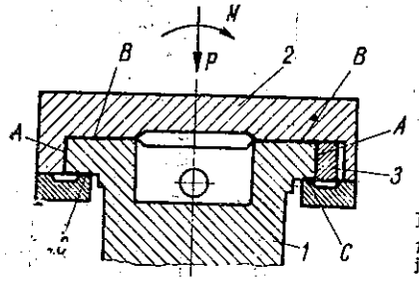


Fig. 6.2. Suprafețele de ghidare ale cuplei cinematice: *1* — element fix; *2* — element mobil; *3* — element de reglare a jocului; *A* — suprafață de conducere; *B* — suprafață de susținere; *C* — suprafață de închidere.

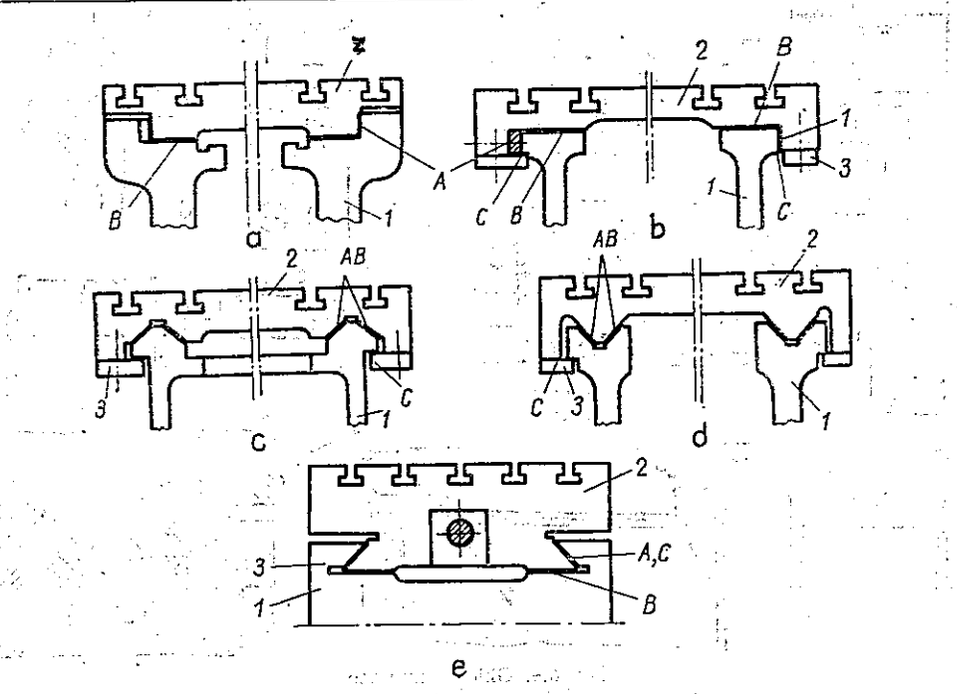


Fig. 6.3. Variante de ghidaje cu alunecare

a—e — ghidaje formate din două profile identice; *f—i* — ghidaje formate din două profile diferite *(ghidaje combinate)*; *j* — ghidaj format din trei profile; *A* — suprafață de conducere; *B* — suprafață de susținere; *C* — suprafață de închidere; *1* — element fix; *2* — element mobil; *3* — element de reglare a jocului.

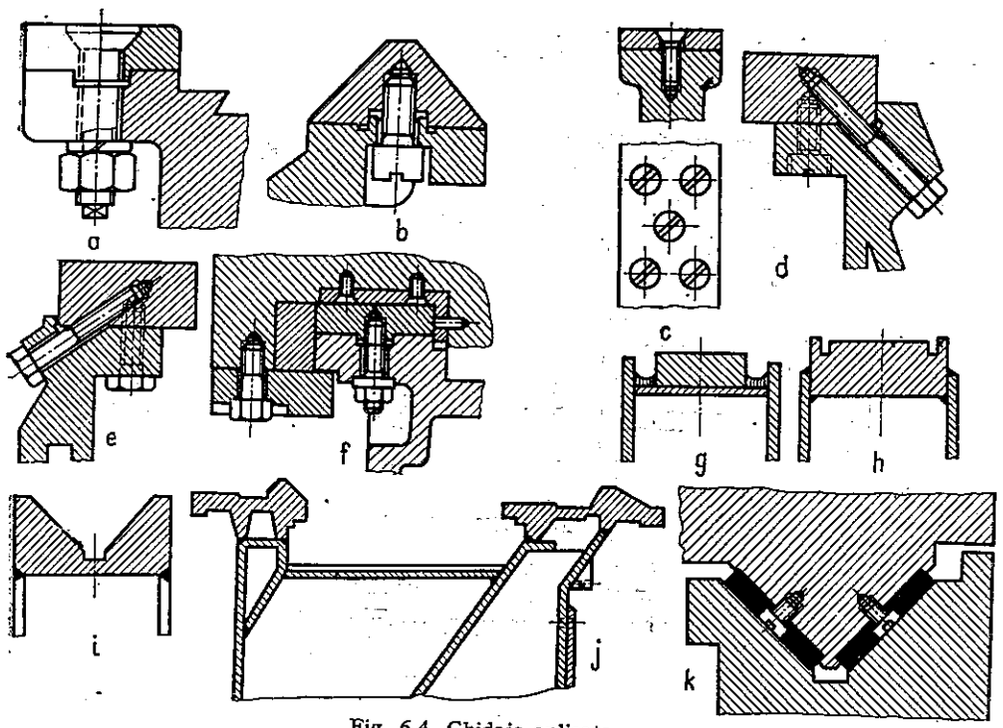


Fig. 6.4. Ghidaje aplicate:
a—f — ghidaje aplicate montate cu şuruburi; *g—j* — ghidaje aplicate sudate; *k* — ghidaje aplicate din material plastic.

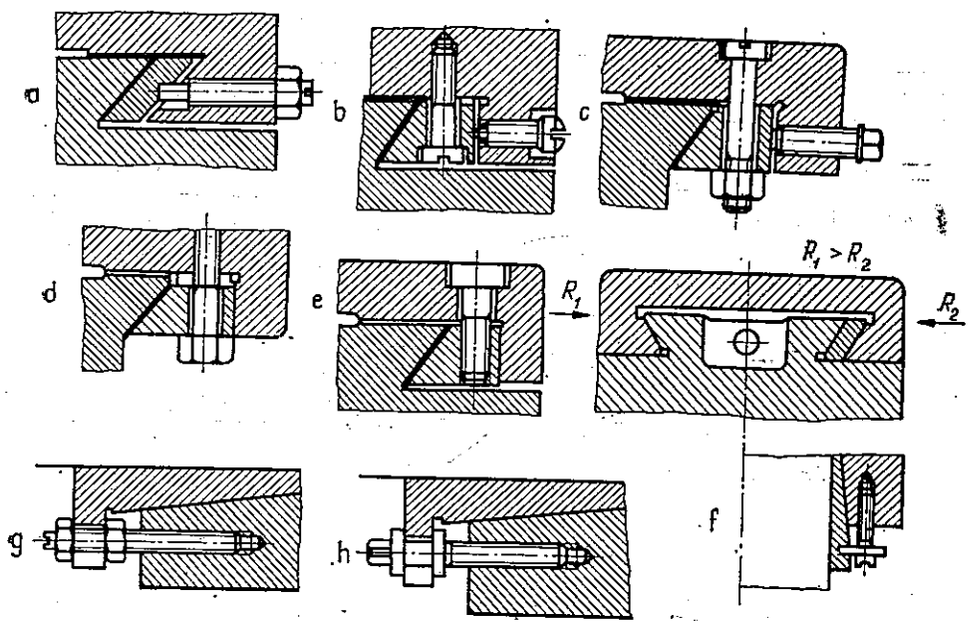


Fig. 6.5. Reglarea ghidajelor în coadă de rîndunică:
a — ghidaj prevăzut cu posibilitatea de reglare a jocului cu ajutorul unei pene, cu secţiunea — paralelogram *b—e* — ghidaje la care reglarea jocului se obţine prin pene de secţiune trapezoidală; *f—k* — jocul se reglează prin intermediul penelor înclinate.

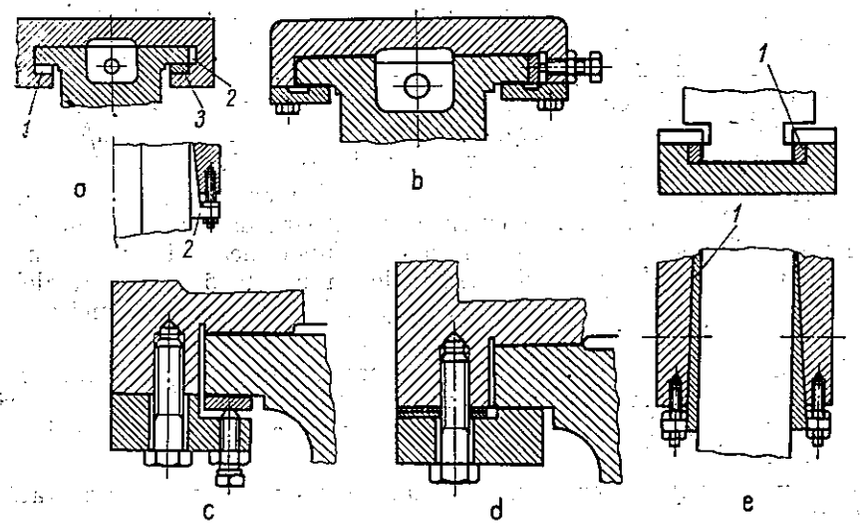


Fig. 6.6. Reglarea ghidajelor plane:
a, b — poziţia elementelor de reglare în raport cu încărcarea suprafeţelor de contact; *c, d* — reglarea jocului în plan vertical; *e* — reglarea jocului cu ajutorul a două pene; *1, 2, 3* — elemente (pene, rigle) pentru reglarea jocului.

Pentru ghidajele aplicate ale maşinilor unelte grele — strunguri, maşini de frezat longitudinale, maşini de rabotat, maşini de broşat etc. — se recomandă utilizarea materialelor plastice. Grosimea ghidajelor aplicate (8—10 mm) poate fi substanţial redusă (2—5 mm) prin lipirea acestora pe elementul metalic.

Menţinerea jocului dintre elementele în contact — în limitele stabilite — este asigurată de forma profilului, numai la ghidajele în A şi V (v. tabelul 6.1), în toate celelalte situaţii trebuind să fie prevăzute sisteme care să permită reglarea periodică a jocului.

Ghidajele în coadă de rîndunică pot fi reglate cu ajutorul penelor de diverse secţiuni (fig. 6.5). Penele se montează în zona în care forţa — care încarcă suprafaţa de contact (R_1 sau R_2) — este mai mică. Înclinarea penelor este de 1/100—1/40. Valorile mici ale înclinării corespund penelor lungi.

Modalităţile de reglare a ghidajelor plane sînt prezentate în fig. 6.6 [1, 2, 5].

6.1.4. *Măsuri constructive pentru asigurarea ungerii ghidajelor cu frecare de alunecare* [1, 4, 5]

Asigurarea existenţei unei pelicule de lubrifiant de o anumită dimensiune în cazul sistemelor care funcţionează cu frecare mixtă şi îmbunătăţirea condiţiilor de realizare a ungerii în cazul sistemelor care funcţionează cu frecare fluidă sînt favorizate de practicarea, pe suprafaţa unuia din elementele cu-

plei, a unor canale de ungere, care constituie rezervoare de lubrifiant, executate, de obicei, pe elementul mobil [1, 5]. Construcția canalelor de ungere depinde de regimul de frecare existent între suprafețe.

Pentru ghidajele cu frecare mixtă care funcționează la viteze mici și medii — ghidajele mecanismelor de avans cu $v \in (0{,}0015—0{,}02$ m/s) — canalele de ungere se recomandă a fi transversale (fig. 6.7, *e*, *h*),

Dimensiunile canalelor de ungere și a orificiilor de ungere pentru ghidajele cu canale executate în elementul mobil sînt date în tabelul 6.4 [5].

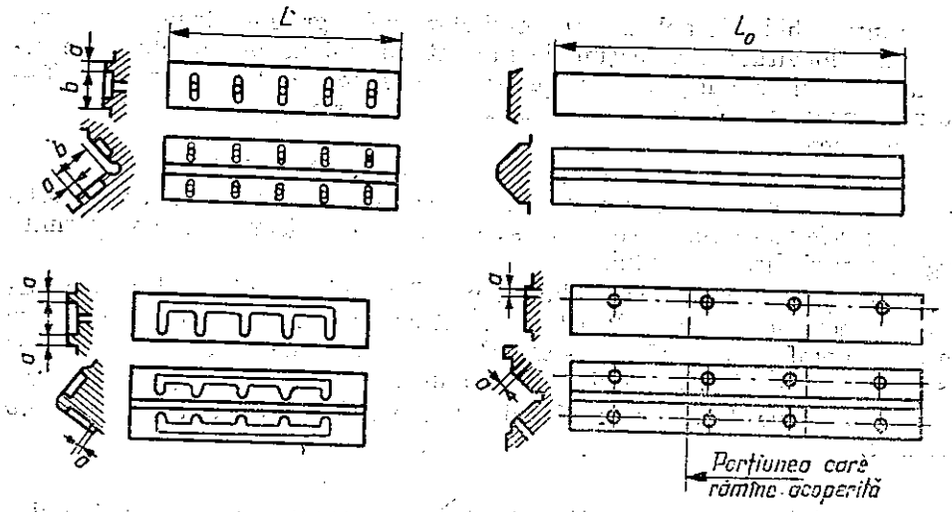
Pentru ghidajele cu frecare mixtă care funcționează la viteze mari — ghidajele mecanismelor mișcării principale cu $v \geqslant 0{,}15$ m/s — canalele de ungere pot fi executate în diverse forme (fig. 6.8), influența formei acestora asupra regimului de frecare nefiind esențială.

Pentru ghidajele hidrostatice se recomandă utilizarea unor canale longitudinale executate sub formă de buzunare (fig. 6.9 [5]). Dimensiuni orientative și recomandări de alegere a formei, pentru astfel de canale sînt prezentate în tabelul 6.5 [5].

Pentru ghidajele aerostatice forma buzunarelor este prezentată în fig. 6.10 [5].

Tabelul 6.4

Recomandări pentru dimensiunile canalelor de ungere ale ghidajelor cu frecare mixtă [5]



Raportul L/b	Numărul canalelor transversale	Dimensiunile, mm	
		b	a
10	1— 4	50	6—10
20	3— 8	50—100	10—20
30	5—12	100—200	20—30
40	7—20	200	30—35

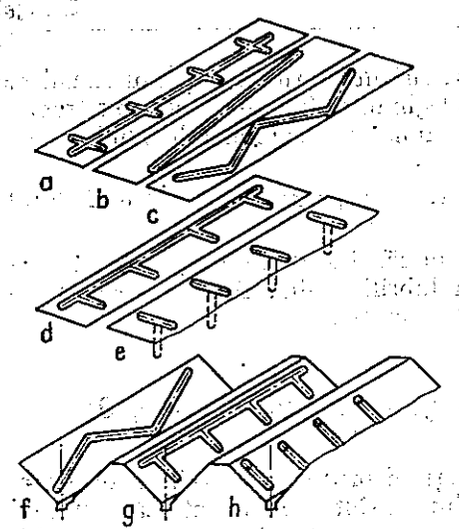


Fig. 6.7. Canale de ungere executate pe ghidaje care funcționează cu presiune scăzută de ulei:
a — canale longitudinale centrale — soluție defectuoasă; *b* — canale executate în diagonală — soluție defectuoasă; *c*, *f* — canale în zig-zag — soluție defectuoasă; *d*, *g* — canale transversale, unite printr-un canal longitudinal lateral (soluții acceptabile); *e*, *h* — canale transversale — soluții optime.

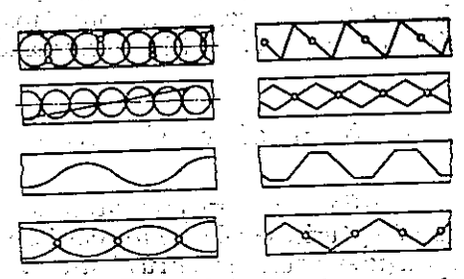


Fig. 6.8. Forme de canale de ungere, la ghidajele cu frecare mixtă.

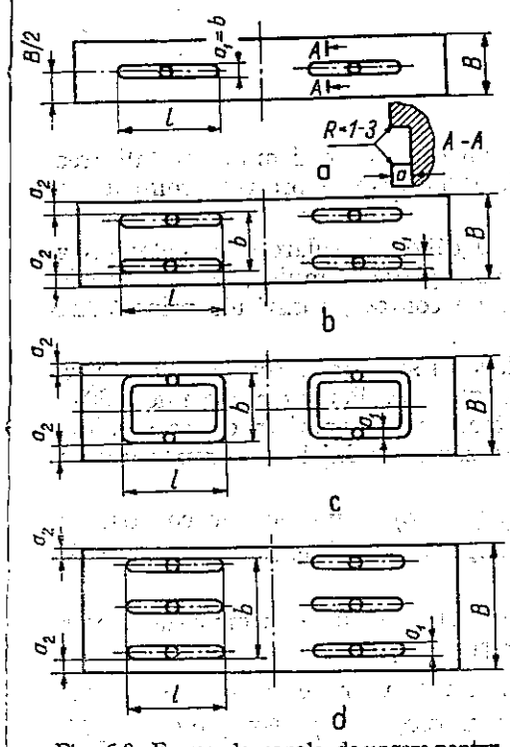


Fig. 6.9. Forme de canale de ungere pentru ghidajele hidrostatice.

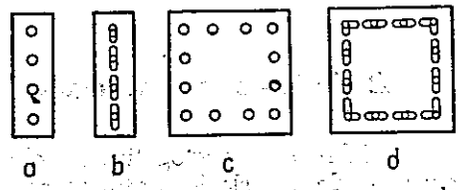


Fig. 6.10. Forma buzunarelor de ungere la ghidajele aerostatice:
a, *c* — ghidaje aerostatice cu buzunare de formă rotundă; *b*, *d* — ghidaje aerostatice cu buzunare în formă de canale.

Tabelul 6.5

Recomandări privind dimensiunile canalelor de ungere ale ghidajelor hidrostatice [5]

b, mm	Raportul l/b	Dimensiunile, mm			Varianta
		a	a_1	a_2	
40— 50	—	4	8	—	fig. 6.9,*a*
60— 70	>4	4	8	15	*b*
80—100	>4	5	10	20	*b*
80—100	<4	5	10	20	*c*
110—140	>4	6	12	30	*b*
110—140	<4	6	12	30	*c*
150—190	—	6	12	30	*d*
200	—	6	15	40	*d*

Forma canalelor de alimentare cu lubrifiant a orificiilor și/sau canalelor de ungere este prezentată în fig. 6.11, alegîndu-se în funcție de construcția ansamblului mecanismului respectiv, de lungimea comună de ghidare, de viteza relativă etc.

O serie de sisteme de ungere fără presiune sînt prezentate în fig. 6.12—6.13 [1, 5].

Realizarea și funcționarea corectă a oricărui sistem de ungere este condiționată de alegerea corespunzătoare a lubrifiantului. Pentru alegerea lubrifianților se pot utiliza recomandările din [4].

6.1.5. *Soluții constructive de ghidaje cu alunecare* [1, 5, 6]

În fig. 6.14 sînt prezentate două secțiuni prin masa mobilă a unei mașini de găurit. Ghidajele în coadă de rîndunică sînt frecvent utilizate în construcția strugurilor pentru realizarea deplasării suportului portcuțit (fig. 6.15) [6]. Construcția unor ghidaje aplicate, executate din material nemetalic, este prezentată în fig. 6.16 [6]. În fig. 6.17 este prezentat ghidajul cilindric al unei mașini de găurit [6].

6.2. Ghidaje cu rostogolire

Ghidajele cu rostogolire se folosesc din ce în ce mai mult în realizarea cuplelor de translație, datorită avantajelor pe care le prezintă comparativ cu ghidajele cu alunecare.

Precizia de prelucrare ridicată impusă căilor de rulare și complexitatea sistemelor necesare pentru a proteja aceste ghidaje, mult mai sensibile la pătrunderea impurităților pe suprafețele de contact, constituie principalele dezavantaje ale acestor ghidaje.

Ghidajele cu rostogolire se pot realiza cu sau fără reîntoarcerea corpurilor de rostogolire între suprafețele de ghidare. Pentru curse mici (50—800 mm) se folosesc ghidaje fără reîntoarcerea corpurilor de rostogolire, iar pentru curse mari se recomandă utilizarea ghidajelor cu reîntoarcerea corpurilor de rostogolire.

Ghidajele fără strîngere prealabilă (fig. 6.18) se întîlnesc în construcția mașinilor-unelte grele, a mașinilor de găurit în coordonate sau a celor de rectificat.

Ghidajele cu strîngere prealabilă (fig. 6.19—6.20) se recomandă pentru mașinile care necesită o precizie ridicată [1, 5, 6, 7].

Ghidajele cu strîngere parțială — mult mai ușor de realizat din punct de vedere tehnologic — se utilizează în construcția mașinilor unelte de precizie (fig. 6.21 [5]).

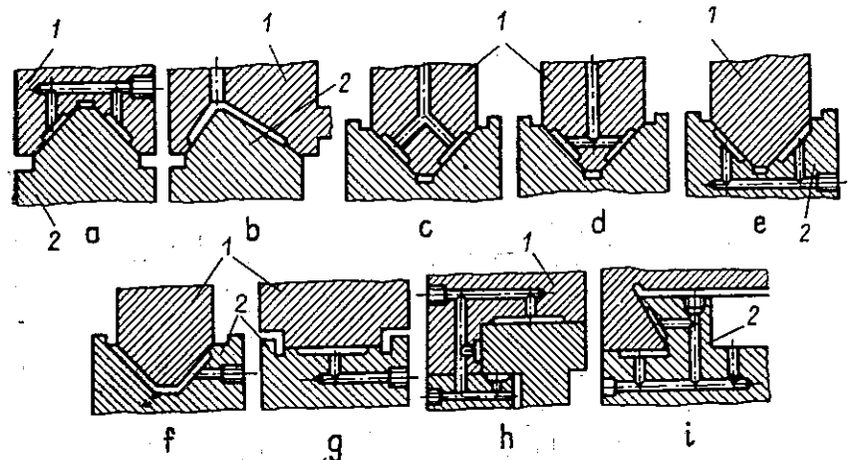


Fig. 6.11. Forme de canale de alimentare cu lubrifiant:
1 — element mobil; *2* — element fix.

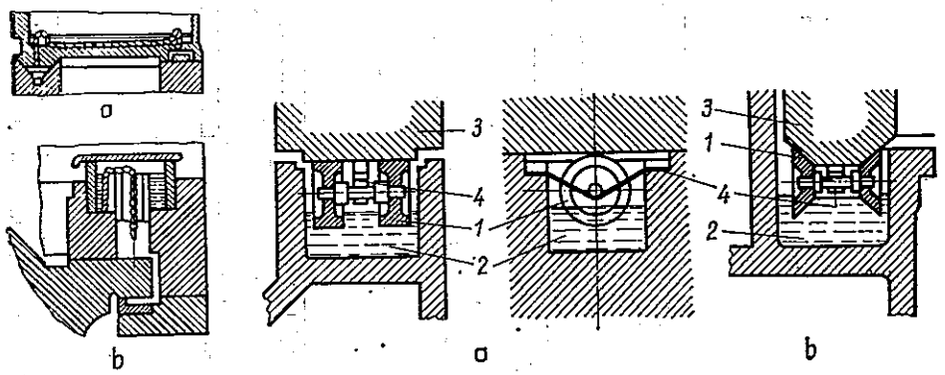


Fig. 6.12. Sisteme de ungere cu fitil.

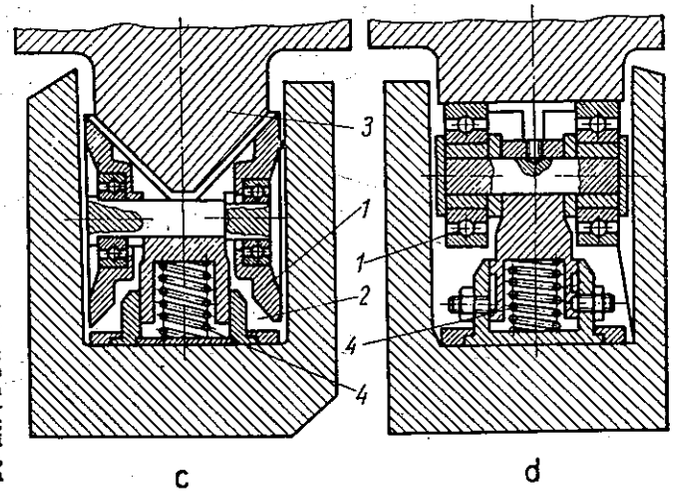


Fig. 6.13. Sisteme de ungere cu role de ungere [5]:
a, *b* — sisteme de ungere cu role; *c*, *d* — sisteme de ungere cu role avînd și rolul de a prelua 50% din greutatea elementului-mobil; *1* — role de ungere; *2* — baia de ulei; *3* — elementul mobil; *4* — arcuri lamelare la soluțiile din fig. *a* și *b*, respectiv elicoidale la soluțiile din fig. *c*, *d*.

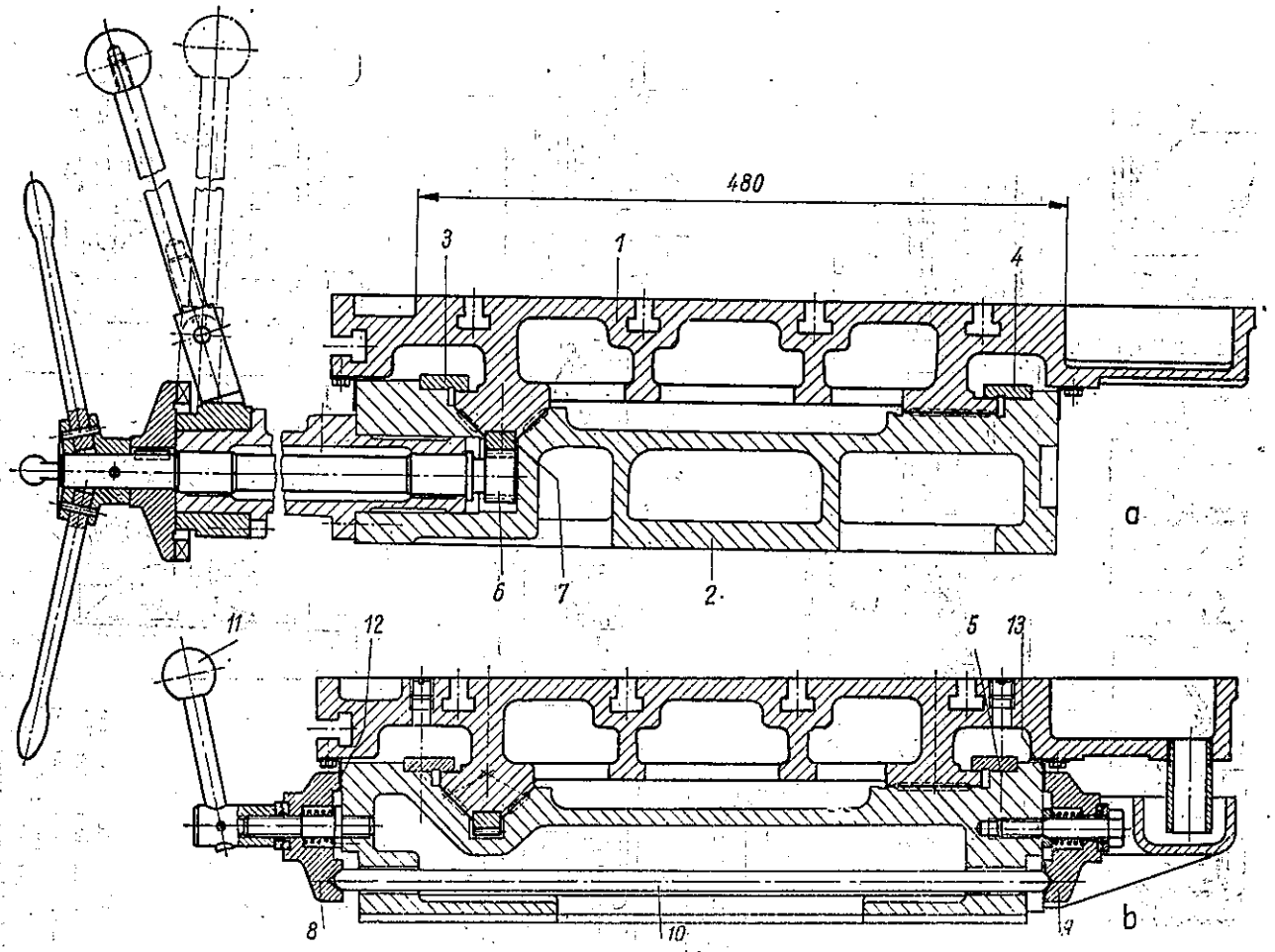
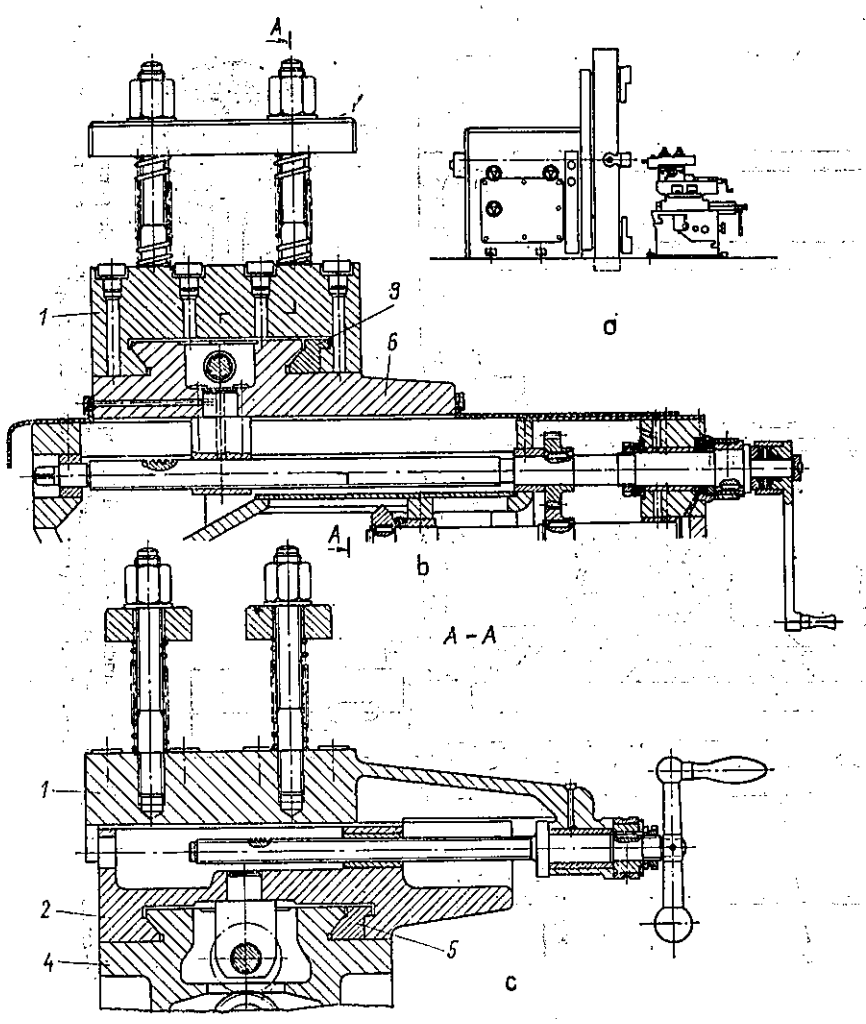


Fig. 6.14. Ghidajele cu alunecare ale mesei unei mașini de găurit [6]:
1 — masa mașinii (elementul mobil); *2* — batiul mașinii (elementul fix); *3, 4* — rigle de închidere a ghidajului; *5* — șuruburi de fixare a riglelor; *6* — roată dințată; *7* — cremalieră; *8, 9* — bride de blocare a masei; *10, 13* — elemente ale mecanismului de blocare.



←Fig. 6.15. Ghidajele suportului portcuțit al unui strung greu [6]:
a — strung frontal; *b, c* — secțiuni prin suportul portcuțit; *1, 2 4, 6* — elementele care formează ghidaje în coadă de rîndunică; *3, 5* — pene de reglare a jocului.

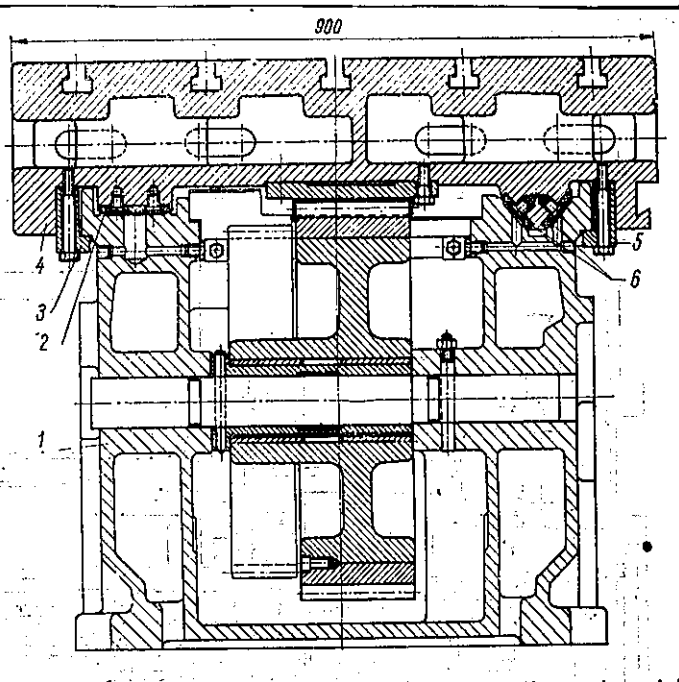


Fig. 6.16. Ghidaje aplicate utilizate în construcția unei mașini de rabotat [6]:
1 — batiu; *2, 6* — ghidaje confecționate din masă plastică; *3, 5* — elemente de închidere a ghidajului; *4* — masa mașinii (elementul mobil).

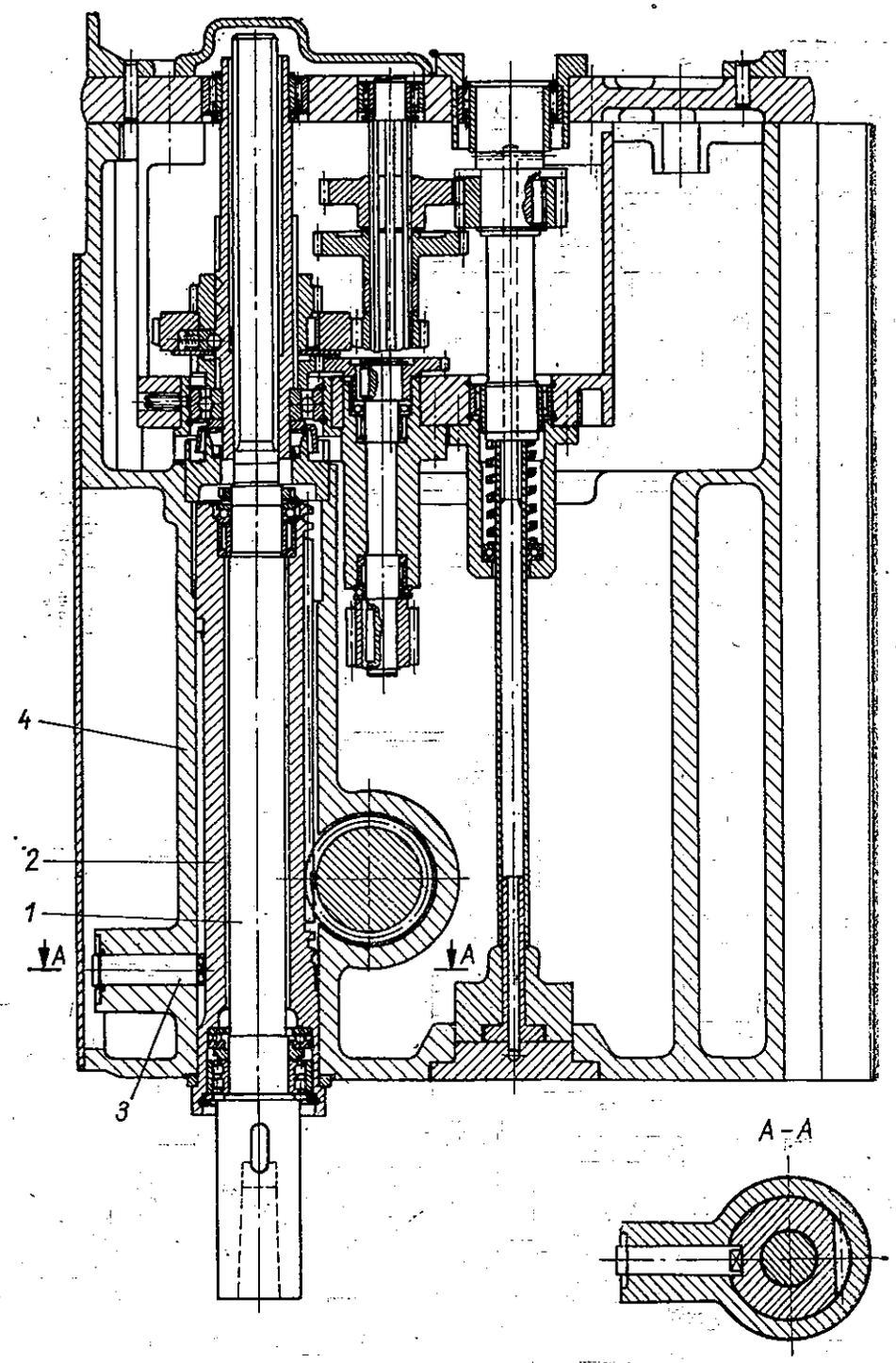


Fig. 6.17. Ghidajul cilindric al arborelui principal al unei mașini de găurit [6]:
1 — arbore; *2* — bucșă (elementul mobil al cuplei de translație); *3* — știft care asigură anularea rotației bucșei *2*; *4* — ghidaj cilindric (elementul fix al cuplei de translație).

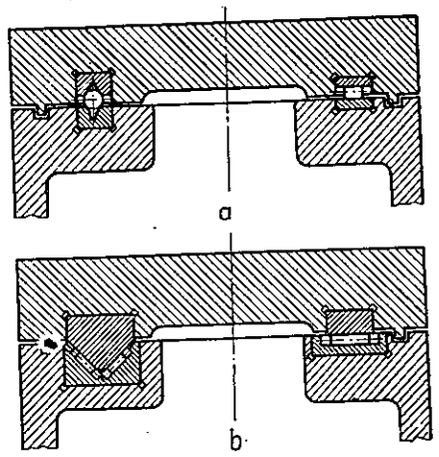


Fig. 6.18. Ghidaje cu rostogolire fără strîngere prealabilă [6].

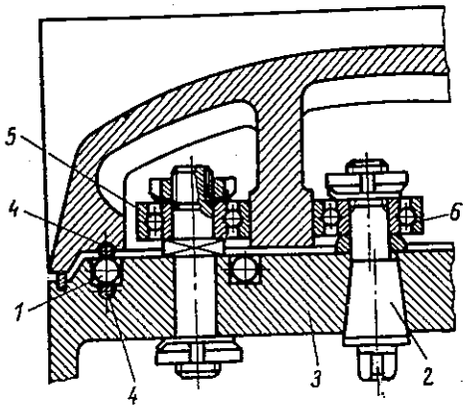


Fig. 6.21. Ghidaj cu rostogolire cu strîngere parțială [5]:
1 — bile; *2* — arbore excentric; *3* — element fix; *4* — căi de rulare din sîrmă; *5*, *6* — rulmenți radiali cu bile.

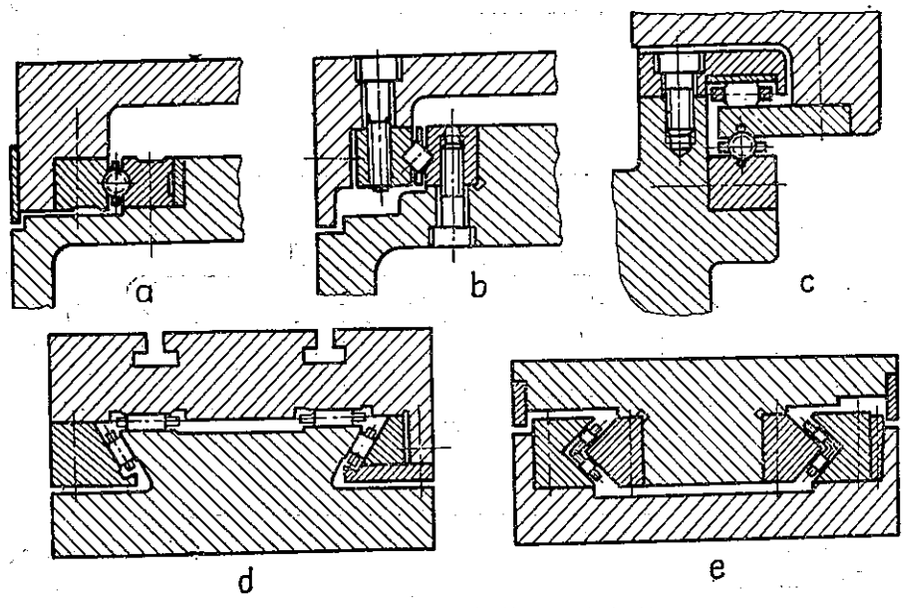


Fig. 6.19. Ghidaje cu rostogolire cu strîngere prealabilă [5, 6].

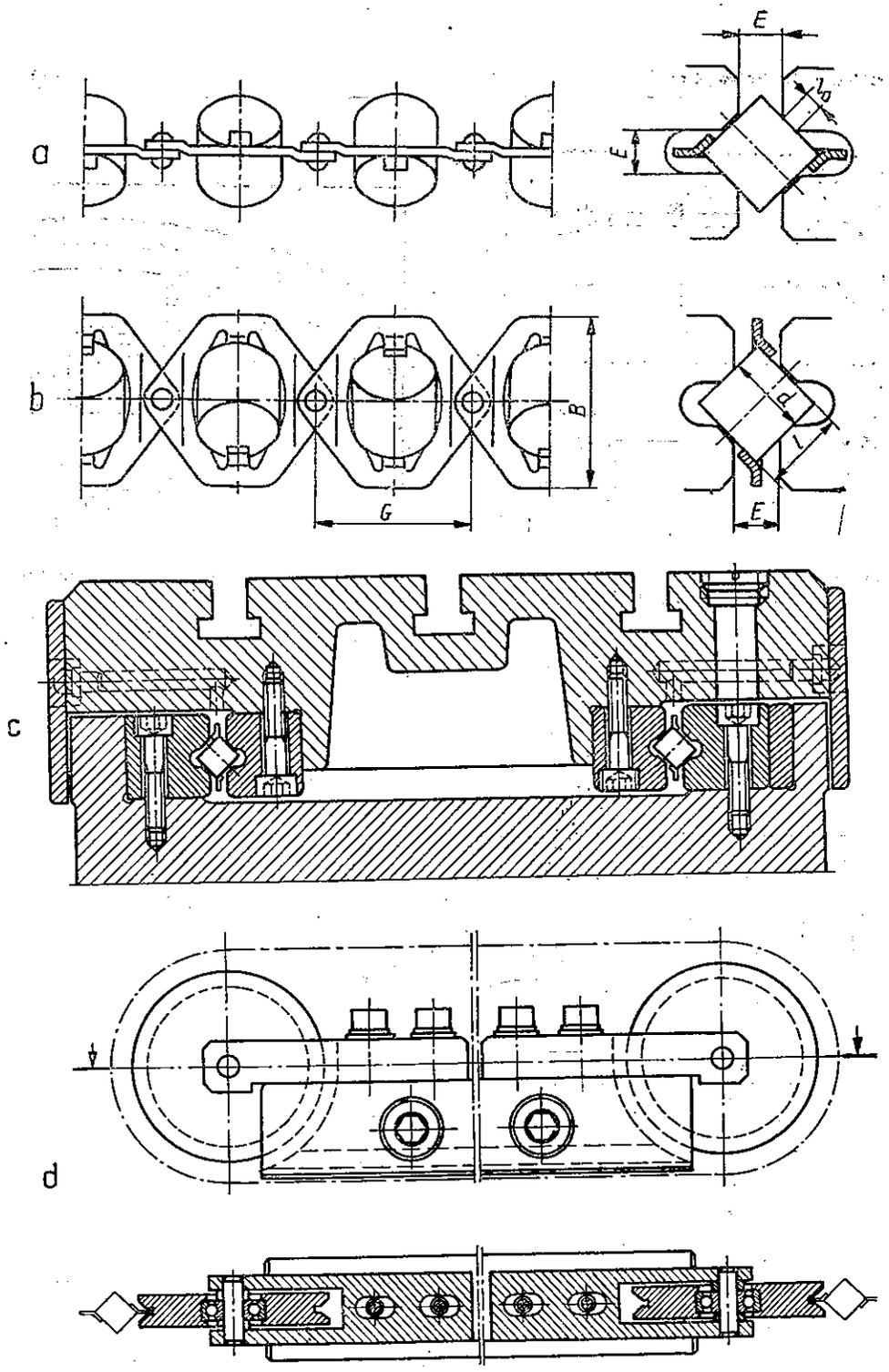


Fig. 6.20. Ghidaje cu rostogolire cu lanțuri cu role, în cruce [8]:
a, b — lanțuri cu role; *c* — ghidaj cu role, cu lanțuri deschise; *d* — ghidaj cu role, cu lanțuri închise

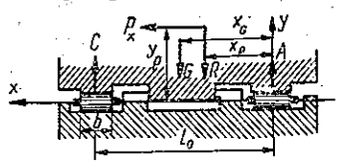
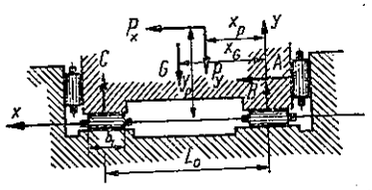
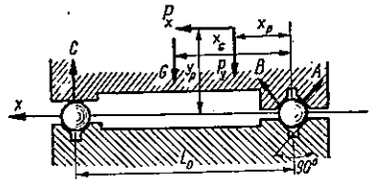
6.2.1. *Elemente de calcul*

În general, la aceste ghidaje, sarcina se distribuie neuniform pe corpurile de rostogolire — în special — datorită deformațiilor neuniforme ale acestora și ale ghidajelor. Pentru calcul este necesară determinarea sarcinii care încarcă corpul cel mai solicitat, tensiunile de contact dintre acesta și ghidaj fiind maxime.

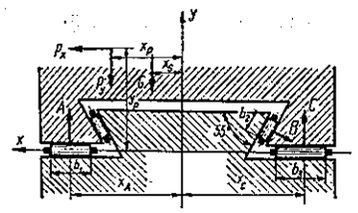
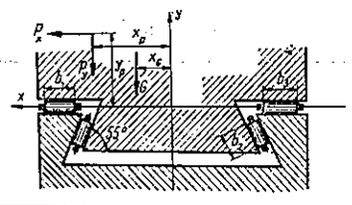
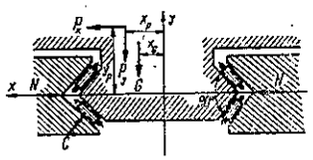
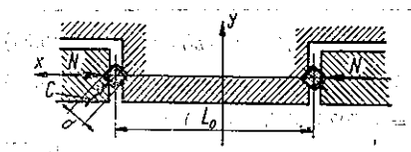
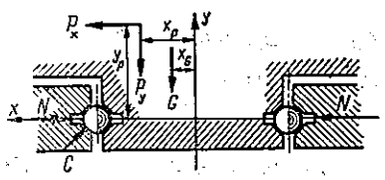
Relațiile de calcul ale forțelor care solicită corpul cel mai solicitat, pentru principalele construcții de ghidaje cu rostogolire, sînt prezentate în tabelul 6.6 [2, 5]. Relațiile necesare pentru calculul acestor ghidaje sînt date în tabelul 6.7 [2, 5], în fig. 6.22 fiind prezentată schema logică de calcul.

Tabelul 6.6

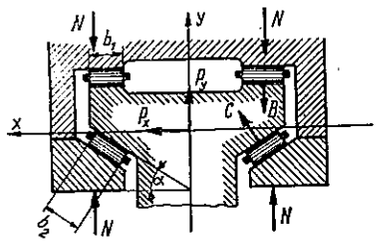
Sarcinile maxime care încarcă elementele ghidajelor cu rostogolire [2, 5]

Tipul și schema ghidajului	Sarcina maximă pe corpul de rostogolire cel mai încărcat sau pe suprafața cea mai încărcată
Fără strîngere prealabilă 	$P_{A\,max} = A/z + 3M_x t/\varepsilon H^2;$ (6.29) $P_{C\,max} = C/z + 3Mt_x/\varepsilon H^2;$ (6.30) $\varepsilon = 1 - (H_0/H)^3.$
	$P_{B\,max} = B/z + 6M_B t/\varepsilon H^2$ (6.31) $P_{C\,max} = C/z + 6M_C t/\varepsilon H^2$ (6.32) $M_B = 0{,}707M_x b_2/(b_1 + b_2) + M_y$ $M_C = M_x b_1/(b_1 + b_2)$ (6.33)
	$P_{B\,max} = B/z + 6M_B t/\varepsilon H^2$ $P_{C\,max} = C/z + 6M_{Ct}/\varepsilon H^2$ $M_C = 0{,}5M_x;$ $M_B = 0{,}707(0{,}5M_x + M_y)$ (6.34)

Tabelul 6.6 (continuare)

Tipul și schema ghidajului	Sarcina maximă pe corpul de rostogolire cel mai încărcat sau pe suprafața cea mai încărcată
	$P_{A\,max} = \frac{A}{z} + \frac{3M_A t}{\varepsilon H^2}$ (6.35) $P_{B\,max} = \frac{B}{z} + \frac{3M_B t}{\varepsilon H^2}$ (6.36) $P_{C\,max} = \frac{C}{z} + \frac{3M_C t}{\varepsilon H^2}$ (6.37) $M_A \approx M_x;\quad M_B = 0{,}61M_y,$ dacă $A - P_y - G > 0$ (6.38)
	$P_{A\,max} = A/z + 3M_A t/\varepsilon H^2$ $P_{B\,max} = B/z + 3M_B t/\varepsilon H^2$ $P_{C\,max} = C/z + 3M_C t/\varepsilon H^2$ $M_A = M_x \frac{b_1}{b_1 + b_3};\quad M_C = M_x \frac{b_3}{b_1 + b_3},$ dacă $C > 0$ (6.39)
Cu strîngere prealabilă 	$C = 0{,}707[N + 0{,}5(G + P_y + P_x) + M_z/L_0];$ (6.40) $M_C = 0{,}707(M_x + M_y);$ (6.41) $P_{C\,max} = C/z + 3M_C t/\varepsilon H^2.$ (6.42)
	
	

Tabelul 6.6 (continuare)

Tipul și schema ghidajului	Sarcina maximă pe corpul de rostogolire cel mai încărcat sau pe suprafața cea mai încărcată
	$B = N + 0{,}5P_x \operatorname{ctg}\alpha - (G - P_y)\,ab,$ (6.43) $C = \frac{N}{\cos\alpha} + \frac{P_x}{2\sin\alpha} + \frac{G - P_y}{2}\,a;$ (6.44) $a = \frac{1}{b + \cos\alpha};\ b = \frac{b_1}{b_2\cos^2\alpha};$ (6.45) $P_{B\,max} = \frac{B}{z} + \frac{3M_B t}{\varepsilon H^2};\ P_{C\,max} = \frac{C}{z} + \frac{3M_C t}{\varepsilon H^2};$ (6.46) $M_B = M_x \frac{b_1}{b_1 + b_2\cos^2\alpha};$ $M_C = M_x \frac{b_2\cos\alpha}{b_1 + b_2\cos^2\alpha} + \frac{M_y}{\sin\alpha}.$ (6.47)

Tabelul 6.7

Relațiile și recomandările necesare pentru calculul ghidajelor cu rostogolire [2, 5]

Tipul ghidajului	Mărimea de calcul	Relațiile de calcul	Recomandări, valori admisibile
Cu role	Sarcina maximă care acționează pe corpul de rostogolire cel mai solicitat	$P_{max} \leqslant P_a = \psi b d\,\xi$ (6.48)	d—diametrul corpului de rostogolire P_a și ψ, din tabelul A. 6—4; ξ, conform tabelului A. 6—5.
Cu bile		$P_{max} \leqslant P_a = \psi d^2 \xi$ (6.49)	
Cu role	Presiunea de contact maximă	$p = \varphi \sqrt{P_{max}/bd} \leqslant p_a$ (6.50)	φ și β, v. tabelul A. 6—6; p_a, din tabelul A. 6—6
Cu bile		$p = \beta \sqrt{P_{max}/d^2} \leqslant p_a$ (6.51)	
Cu role	Deformațiile corpurilor de rostogolire	$\Delta d = 2{,}76 \cdot 10^{-3} P_{max}/b \ln\varphi_1 \times bd/P_{max}$ (6.52)	φ_1, β_1, v. tabelul A. 6—6
Cu bile		$\Delta d = \beta_1 \sqrt[3]{P_{max}/d}$ (6.53)	Limitarea deformațiilor corpurilor de rostogolire depinde de tipul, dimensiunea și precizia mașinii, din care face parte ghidajul

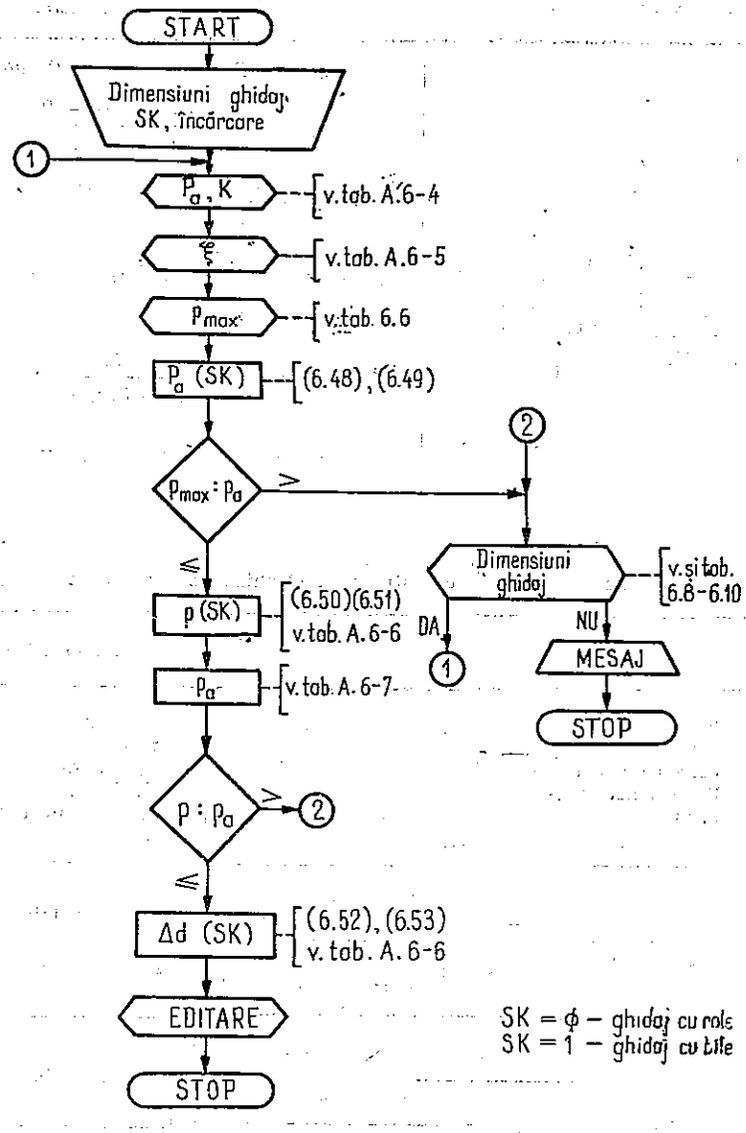


Fig. 6.22. Schema logică pentru calculul ghidajelor, cu rostogolire.

6.2.2. *Elemente constructive ale ghidajelor cu rostogolire*

În fig. 6.23 este prezentat un ghidaj cu rostogolire cu strîngere parțială [6], utilizat în construcția unei mașini de rectificat. Soluția constructivă de ghidaj cu strîngere parțială, cu recircularea corpurilor de rostogolire — din fig. 6.24 [6] — diferă prin modul de realizare a ghidării în plan orizontal, asigurată de doi rulmenți, montați excentric.

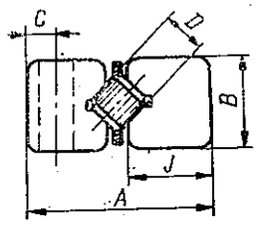
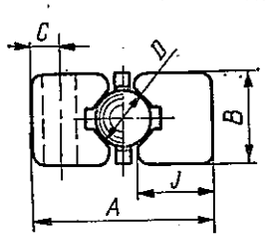
Un ghidaj cu strîngere prealabilă, utilizat tot în construcția unei mașini de rectificat, realizat cu lanț cu role montate în cruce [8], este prezentat în fig. 6.25 [6].

În fig. 6.26 și 6.27 sînt date construcții de ghidaje cu rostogolire fără strîngere prealabilă, utilizate în construcția unor mașini de rectificat [6].

În tabelele 6.8—6.10 [5,8] sînt redate dimensiunile principale ale unor ghidaje cu rostogolire, fără sau cu reîntoarcerea corpurilor de rostogolire (tabelul 6.8 și respectiv 6.10) și ale unor ghidaje cu strîngere prealabilă (tabelul 6.9).

Tabelul 6.8

Dimensiunile principale ale ghidajelor cu rostogolire fără recircularea corpurilor de rostogolire [5]

Tipul ghidajului	Dimensiunile, mm					Sarcina limită pe un corp de rostogolire, daN
	A	*B*	*C*	*D*	*J*	
	18	8	3,5	3	8,4	10
	31	15	6	6	14	40
	44	22	9	9	19,8	100
	58	28	12	12	26	175
	71	36	14	15	32	315
	83	40	18	18	37,5	550
	110	55	24	24	50	900
	20	8	3,5	4,8	9	4
	32	15	6	9,5	14	10
	48	22	9	15,8	20	25
	61	28	12	22,2	26	40
	76	36	14	25,4	32	50
	90	40	18	31,7	38	80
	116	55	24	38,1	50	110

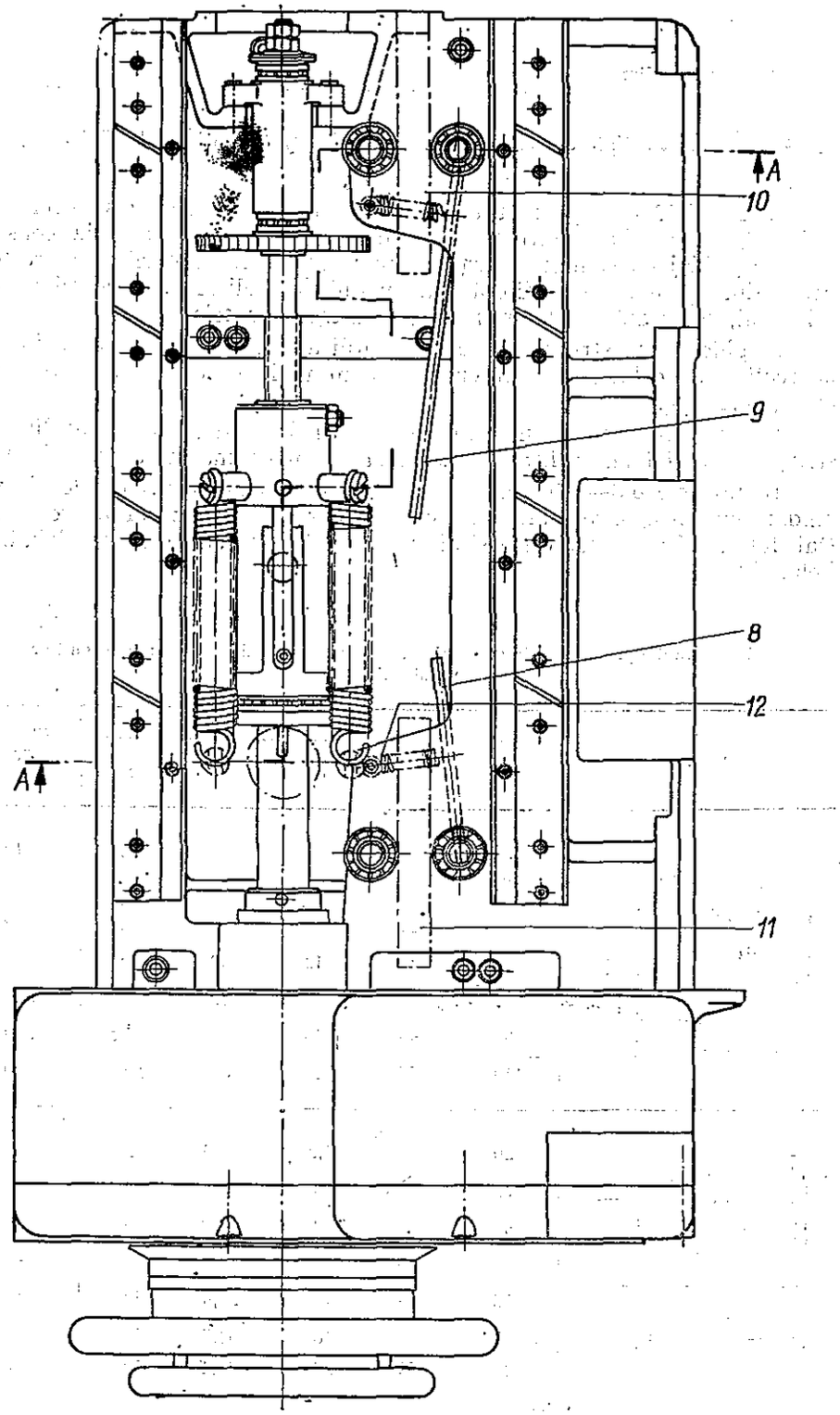
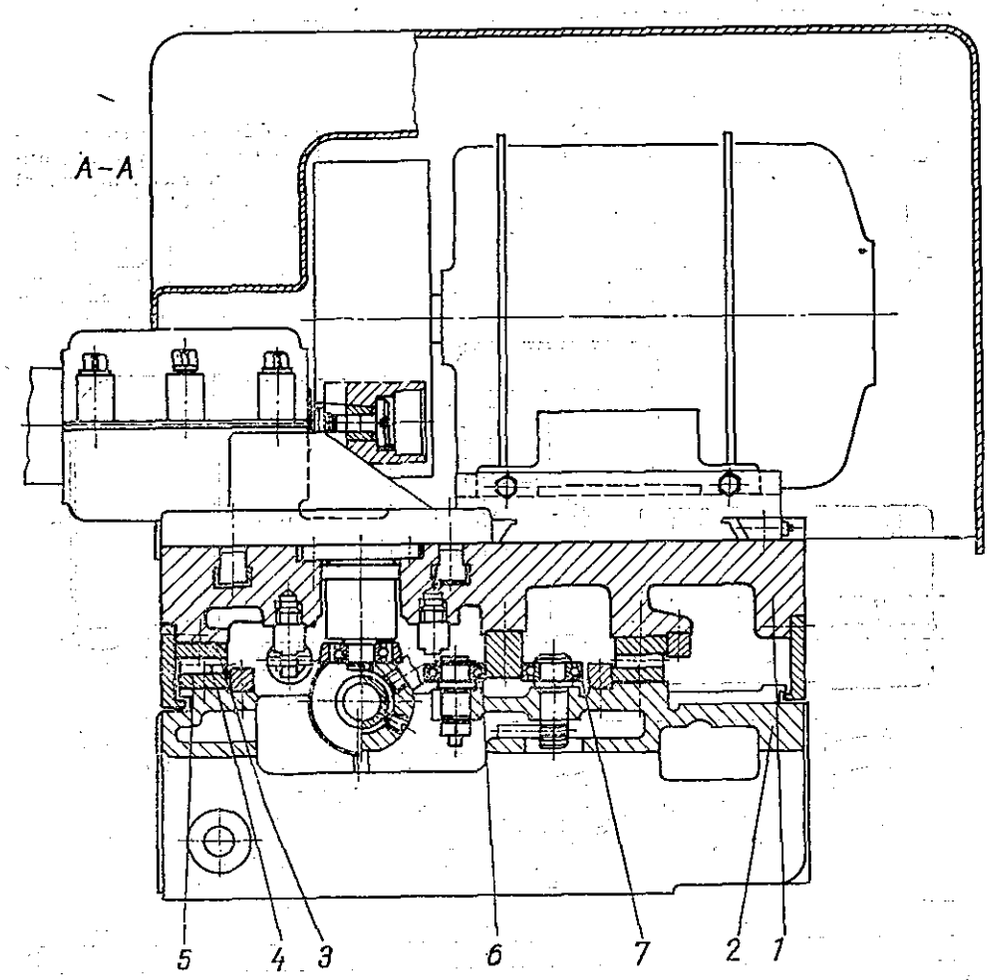


Fig. 6.23. Ghidaj cu rostogolire cu strîngere parțială, utilizat în construcția unei mașini de rectificat interior [6]:

1 — elementul mobil; *2* — elementul fix; *3, 5* — elemente care formează căile de rulare; *4* — corpuri de rostogolire (role); *6, 7* — rulmenți radiali cu bile; *8, 9* — pîrghii de reglare a jocului prin rotirea rulmenților *7*, montați excentric; *10, 11* — rigle de ghidare în plan orizontal; *12* — arcuri elicoidale pentru reglarea jocului și asigurarea strîngerii.



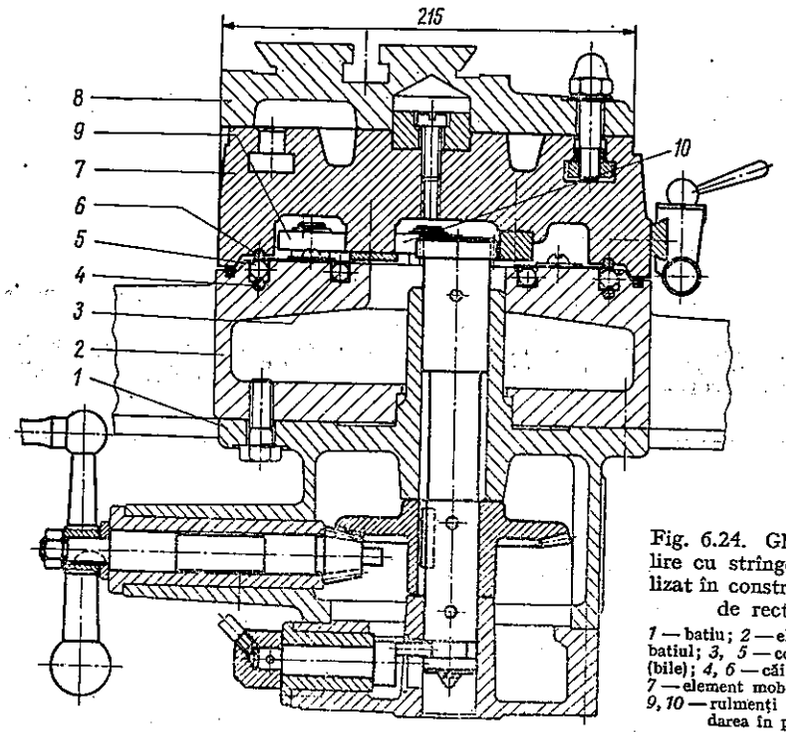


Fig. 6.24. Ghidaj cu rostogolire cu strîngere parțială, utilizat în construcția unei mașini de rectificat [6]:

1 — batiu; *2* — element fix, solidar cu batiul; *3, 5* — corpuri de rostogolire (bile); *4, 6* — căi de rulare din sîrmă; *7* — element mobil; *8* — masa mașinii; *9, 10* — rulmenți radiali, pentru ghidarea în plan orizontal.

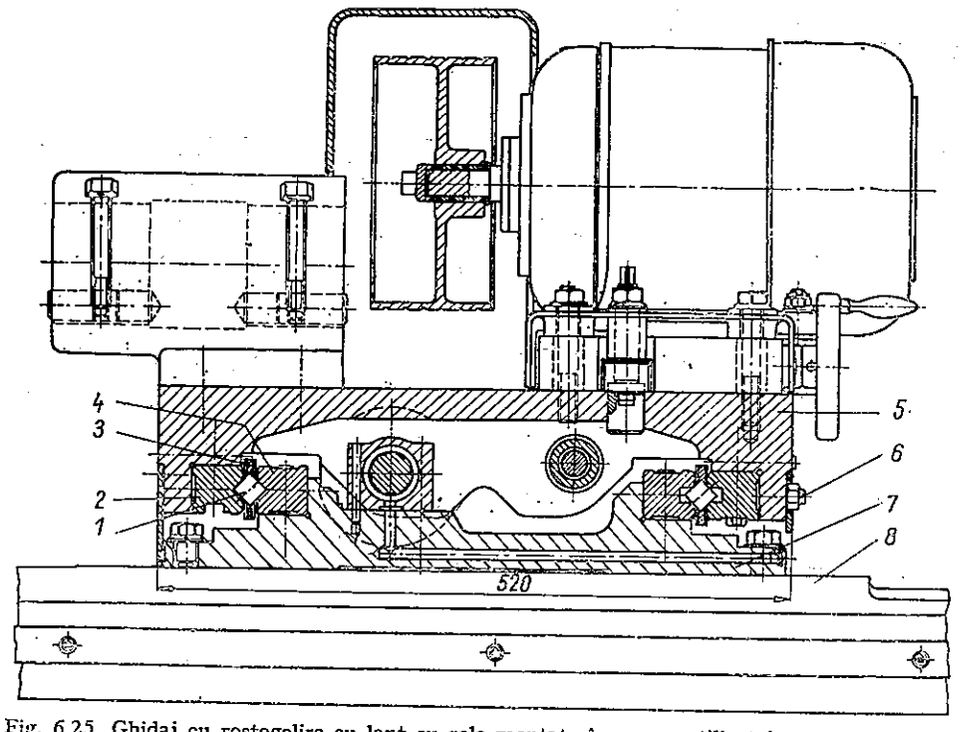


Fig. 6.25. Ghidaj cu rostogolire cu lanț cu role montate în cruce, utilizat în construcția unei mașini de rectificat interior [6]:

1 — corpuri de rostogolire; *2, 4* — căi de rulare; *3* — colivie; *5* — element mobil; *6* — șuruburi de reglare a jocului din ghidaj; *7* — element fix, solidar cu batiul; *8* — batiu.

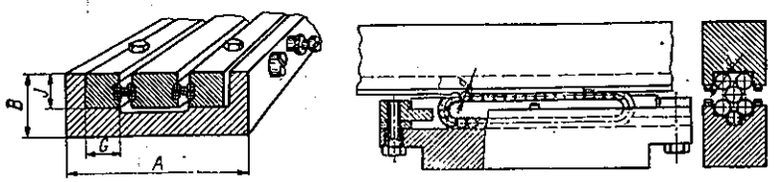
Tabelul 6.9

Dimensiuni ale lanțurilor de ghidare cu role, montate în cruce (v. fig. 6.20) [8]

Dimensiunile, mm						Numărul aproximativ de role pe lungimile de 1 m	Duritatea căii de rulare, HB			
							650	500	400	300
d	*l*	*B*	*E*	*G*	l_a		Sarcina maximă admisibilă, pentru o rolă, daN			
9	8,8	19	4,7	18	2,4	56	230	210	150	80
12	11,8	25	6,5	22	2,8	46	365	350	240	130
15	14,7	31	7,6	28	4,3	36	695	650	450	245
18	17,8	36	8,4	33	6,1	30	1 200	110	780	425
24	23,8	48	11	42	8,5	24	2 240	2 020	1 460	780

Tabelul 6.10

Dimensiuni ale seturilor de ghidaje cu recircularea corpurilor de rostogolire [5]



a b

Diametrul bilelor, *d* mm	Diametrul barelor, d_1 mm	Dimensiunile principale, mm				Sarcina pe o bilă, daN
		A	*B*	*J*	*G*	
2,4	3,2	73—146	25,4	14,3	14,3	1,8
2,4	4,8	89—178	31,7	19,1	19,1	1,8
3,2	6,4	114—228	38,7	25,4	25,4	3,6
4,8	9,5	155—311	54	35	35	8,2
6,4	12,7	185—375	62	41,3	41,3	13,6

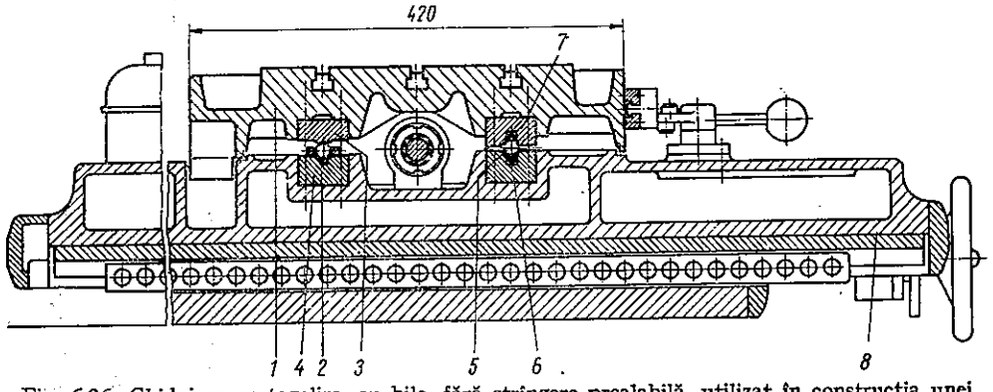


Fig. 6.26. Ghidaj cu rostogolire, cu bile, fără strîngere prealabilă, utilizat în construcția unei mașini de rectificat plan [6]

1 — masa mașinii (elementul mobil); *2, 5* — corpuri de rostogolire; *3, 4, 6* și *7* — elementele care formează căile de rulare ale ghidajului; *8* — elementul fix, solidar cu batiul.

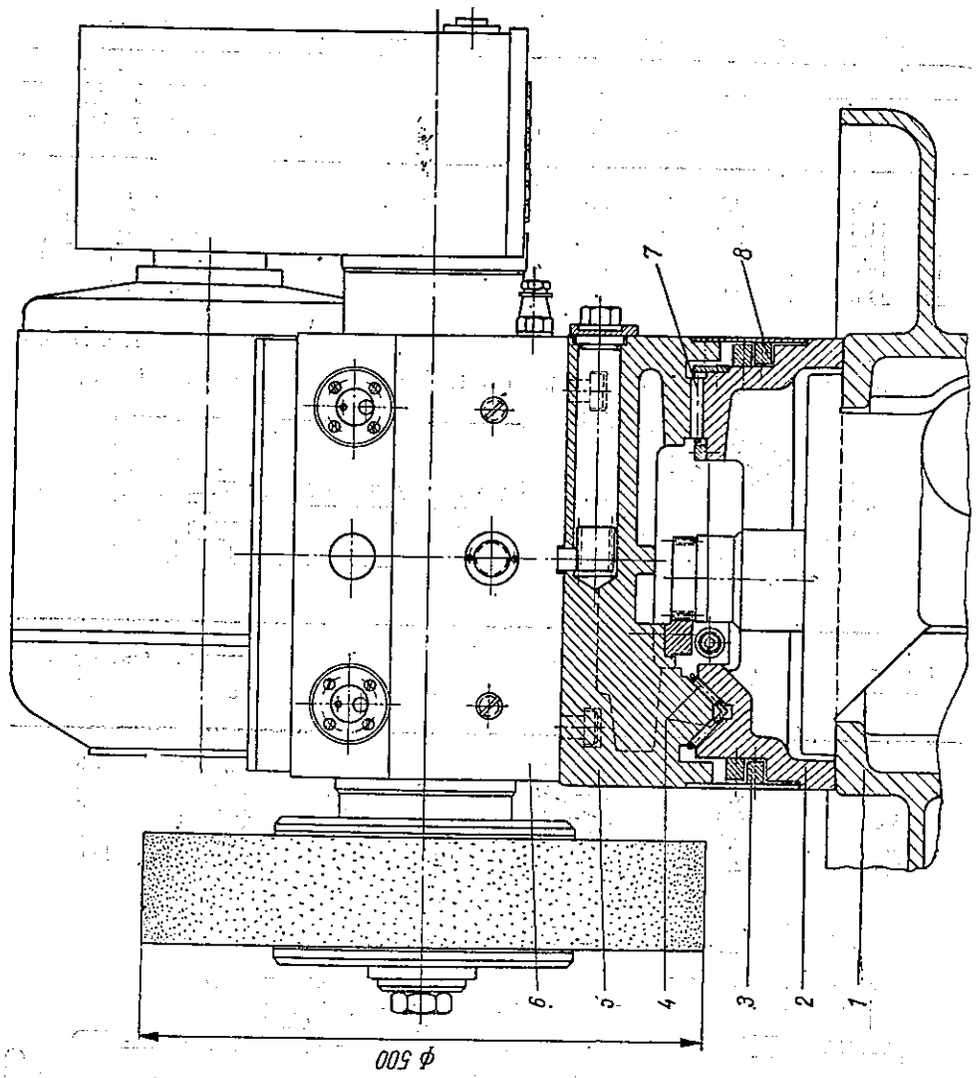


Fig. 6.27. Ghidaj cu rostogolire, cu role, fără strîngere prealabilă, utilizat în construcția unei mașini de rectificat exterior [6]:
1 — batiu; 2 — ghidaj; 3, 8 — elemente de etanșare a ghidajului; 4, 7 — corpuri de rostogolire; 5 — element mobil; 6 — sistemul de antrenare a pietrei, solidar cu elementul 5.

Anexe

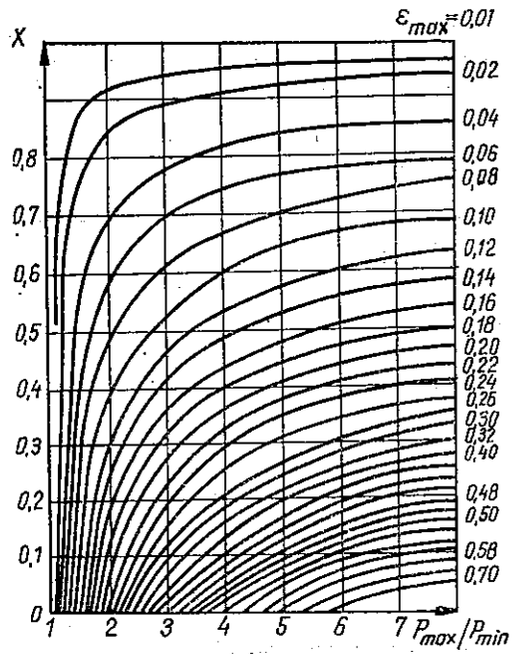


Fig. A. 6—1. Variația deplasării relative maxime ε_{max}.

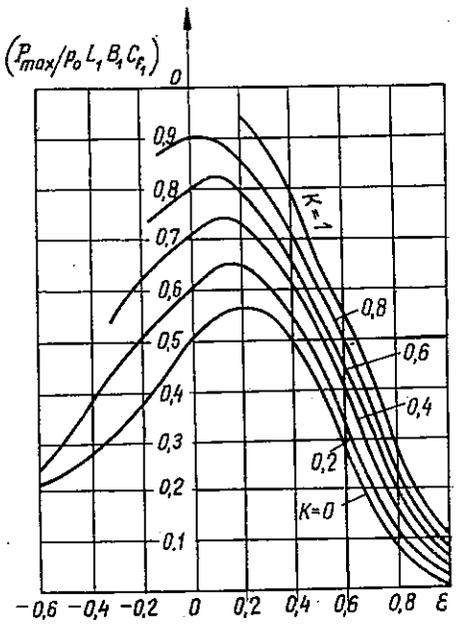


Fig. A. 6—2. Variația încărcării reazemelor hidrostatice.

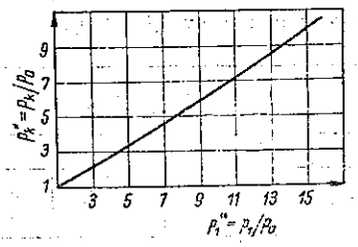


Fig. A. 6—3. Variația presiunii din buzunarul ghidajelor aerostatice.

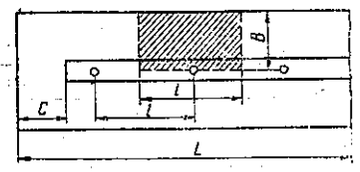


Fig. A. 6—4. Dimensiuni ale ghidajului aerostatic.

Tabelul A. 6—1

Valorile coeficientului c_k în funcție de numărul canalelor transversale de ungere [5]

k	0	1	2	3	4	5	7	9	11	13	15
c	0,165	0,198	0,210	0,216	0,220	0,225	0,234	0,243	0,247	0,257	0,263

Tabelul A. 6—2

Valori admisibile ale presiunii de contact p_a recomandate pentru ghidajele mașinilor-unelte [1, 5]

Viteza relativă	Tipul mașinii-unelte	Presiunea admisibilă, daN/cm²		
		Materialul elementelor aflate în contact		
		Fontă/Fontă	Fontă/Oțel	Oțel/Oțel
Mică	Strunguri, mașini de frezat, șepinguri, mașini de găurit radiale	25—30	25—30	30—40
	Mașini-unelte grele	10	10	15
Mare	Mașini de rabotat și mortezat mijlocii	8	8	10
	Mașini-unelte grele	4	4	5
	Mașini de rectificat	0,5—1	0,5—1	0,6—1,3
	Mașini de găurit în coordonate	0,5	0,5	0,6

Tabelul A. 6—3

Valorile grosimii minime h_0 a stratului de lubrifiant [3, 5]

Lungimea suprafeței de contact L, m	$L \leqslant 2$	$2 < L \leqslant 8$	$8 < L \leqslant 12$	$12 < L \leqslant 16$
h_0, mm	0,06	0,08	0,09	0,10

Tabelul A. 6—4

Valorile sarcinii admisibile P_a și ale eforturilor unitare convenționale ψ, la ghidajele cu rostogolire [5, 8]

Diametrul corpului de rostogolire d, mm	Ghidaje din oțel călite (HRC = 60 ... 62)						Ghidaje din fontă (HB = 200 ... 220)					
	Cu bile		Cu role				Cu bile		Cu role			
			$b/d = 1$, scurte		$b/d = 3$, lungi				$b/d = 1$, scurte		$b/d = 3$, lungi	
	ψ, daN/cm²	P_a, daN	ψ	P_a	ψ	P_a	ψ	P_a	ψ	P_a	ψ	P_a
5		1,5		50		110		0,05		5		11
10		6		200		450		0,2		20		45
15	6	14	200	400	150	1 000	0,2	0,45	20	45	15	100
20		24		800		1 800		0,8		80		180

Tabelul A. 6—5

Valorile coeficientului ξ de corecție a durității [5]

Materialul ghidajului	Ghidaje din oțel cu duritatea HRC de:				Ghidaje din fontă cu duritatea HB de:		
Duritatea ghidajului	50	55	57	60	170—180	200—220	230
Coeficientul ξ	0,52	0,70	0,80	1,0	0,75	1,0	1,2

Tabelul A. 6—6

Valorile coeficienților φ, β, φ_1, β_1, și ale presiunilor admisibile p_a, pentru ghidajele cu rostogolire [5, 8]

Tipul ghidajului / Mărimea	Tipul ghidajului			
	Ghidaje din oțel cu HRC = 58 ... 62		Ghidaje din fontă cu HB = 200	
	Cu bile	Cu role	Cu bile	Cu role
φ, β	10 000	850	7 600	285
p_a, daN/cm²	28 000	10 000—12 000	4 500	2 500—3 000
φ_1, β_1	1,9	$35 \cdot 10^4$	2,6	$22 \cdot 10^4$

Bibliografie

1. Botez, E. ș.a. *Mașini-unelte.* Vol. II. Ediția a doua. București, Editura tehnică, 1978.
2. Levina, Z. M. și Reșetov, D. N. *Kontaktnaia jestkosti mașin.* Moscova, Iz-vo Mașinostroenie, 1971.
3. Orlov, P. *Fundamentals of machine design.* Vol. IV. Moscova, Mir Publishers, 1977.
4. Pavelescu, A. ș.a. *Tribologie.* București, Editura didactică și pedagogică, 1977.
5. Sandu, I., Gh. ș.a. *Ghidajele mașinilor-unelte.* București, Editura tehnică, 1967.
6. Schmidt-Karlsruhe, W. *Werkzeugmaschinen — Atlas.* Vol. I, II, III. Düsseldorf, VDI-Verlag, 1965.
7. Tochterman-Bodenstein. *Konstructionselemente des Maschinenbaues.* Vol. I. Berlin, Springer Verlag, 1968.
8. *SKF-Wälzlager in Werkzeugmachinen.* A. B. Swenskakuggelfabriken, 1977.